

# Estudio y diseño de una embarcación planeadora.

## Trabajo Final de Grado



Facultat de Nàutica de Barcelona  
Universitat Politècnica de Catalunya

Trabajo realizado por:  
**Genís Masjoan Vallès**

Dirigido por:  
**Dra. Inmaculada Ortigosa Barragán**

Grado en Ingeniería en Sistemas y Tecnología Naval

Barcelona, octubre de 2020

Departamento de Ciencias e Ingeniería Naval



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Facultat de Nàutica de Barcelona







---

# Resumen

En este proyecto se expone el proceso de diseño de una embarcación planeadora de alta velocidad de 15 metros de eslora, con categoría de diseño B. Este diseño se realiza mediante el estudio de las formas, la resistencia al avance, el escantillado, y la evaluación de la estabilidad.

El diseño realizado está en cumplimiento con las normativas ISO 12215-5 y ISO 12217-1 que determinan los requisitos estructurales y de estabilidad respectivamente.

# Abstract

In this project, it is shown the design process for a 15-meter-long high-speed planing vessel, with design category B. The design is achieved by studying the shapes, resistance to advance, scantling, and the evaluation of stability.

The design made is in compliance with the ISO 12215-5 and ISO 12217-1 standards that determine the structural and stability requirements respectively.

---

# Tabla de contenidos

RESUMEN	III
ABSTRACT	IV
TABLA DE CONTENIDOS	V
LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE ECUACIONES	XIII
LISTA DE TABLAS	XVI
<b>CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.</b>	<b>1</b>
1.1. OBJETIVOS.	1
1.2. CONSIDERACIONES INICIALES.	2
<b>CAPÍTULO 2. DIMENSIONAMIENTO DE LA EMBARCACIÓN.</b>	<b>3</b>
2.2. PROCEDIMIENTO.	3
2.3. BASE DE DATOS.	3
2.4. REGRESIONES LINEALES.	4
2.4.1. ESLORA TOTAL – MANGA.	4
2.4.2. ESLORA TOTAL – CALADO.	5
2.4.3. ESLORA TOTAL – ESLORA EN LA FLOTACIÓN.	5
2.4.4. ESLORA TOTAL – DESPLAZAMIENTO.	6
2.4.5. VELOCIDAD – POTENCIA.	7
2.5. DIMENSIONES OBTENIDAS.	8
<b>CAPÍTULO 3. DISEÑO DE FORMAS DEL CASCO.</b>	<b>9</b>
3.1. CRITERIOS PARA EL DISEÑO DE FORMAS PARA EL PLANEEO.	9
3.1.1. ASPECTOS DE UN CASCO EN V PROFUNDA.	11
3.1.2. ÁNGULO DE ASTILLA MUERTA.	11
3.1.3. CURVATURA DEL FONDO.	12
3.1.4. FORMAS EN PROA.	13
3.1.5. FORMAS EN POPA.	17
3.2. MODELADO DE LAS FORMAS MEDIANTE RHINOCEROS.	18
3.2.1. DIBUJO DE LAS LÍNEAS DE CONTORNO.	18
3.2.2. GENERACIÓN DE SUPERFICIES.	22
3.3. ANÁLISIS DE LAS FORMAS EN MAXSURF.	24

3.3.1. PROCEDIMIENTO PARA EL ANÁLISIS EN MAXSURF.	24
3.3.2. CURVA DE ÁREAS.	25
3.3.3. ANÁLISIS HIDROSTÁTICO.	25

---

<b>CAPÍTULO 4. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE.</b>	<b>28</b>
---	-----------

<b>4.1. COMPONENTES DE LA RESISTENCIA.</b>	<b>28</b>
4.1.1. RESISTENCIA VISCOSA: RESISTENCIA POR FRICCIÓN.	28
4.1.2. RESISTENCIA VISCOSA: RESISTENCIA DE PRESIÓN POR ORIGEN VISCOSO.	29
4.1.2. RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS.	30
<b>4.2. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA.</b>	<b>31</b>
4.2.1. EL MÉTODO DE SAVITSKY.	31
4.2.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO EN MAXSURF RESISTANCE.	32
4.2.3. RESULTADOS OBTENIDOS.	33

---

<b>CAPÍTULO 5. DETERMINACIÓN DEL SISTEMA PROPULSIVO.</b>	<b>36</b>
--	-----------

<b>5.1. ELECCIÓN DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN.</b>	<b>36</b>
5.1.1. SISTEMA CONVENCIONAL EJE-HÉLICE.	36
5.1.2. PROPULSIÓN AZIMUTAL.	37
5.1.3. COLAS ORIENTABLES CON HÉLICES DE SUPERFICIE.	37
5.1.4. PROPULSIÓN POR JETS.	38
<b>5.2. SELECCIÓN DE LOS MOTORES.</b>	<b>39</b>
<b>5.3. SELECCIÓN DE LOS JETS.</b>	<b>40</b>
<b>5.4. DIMENSIONAMIENTO DE LOS TANQUES DE COMBUSTIBLE.</b>	<b>42</b>

---

<b>CAPÍTULO 6. DISTRIBUCIÓN GENERAL.</b>	<b>43</b>
--	-----------

<b>6.1. MAMPAROS ESTANCOS.</b>	<b>43</b>
<b>6.2. CUBIERTA.</b>	<b>43</b>
<b>6.3. CABINA INTERIOR.</b>	<b>44</b>
<b>6.4. TANQUES DE COMBUSTIBLE Y AGUA DULCE.</b>	<b>45</b>

---

<b>CAPÍTULO 7. DISEÑO ESTRUCTURAL Y ESCANTILLONADO.</b>	<b>47</b>
---	-----------

<b>7.1. DISPOSICIÓN DE LOS REFUERZOS TRANSVERSALES.</b>	<b>47</b>
<b>7.2. DISPOSICIÓN DE LOS REFUERZOS LONGITUDINALES.</b>	<b>48</b>
<b>7.3. DISPOSICIÓN DE LAS PLACAS DEL FORRO.</b>	<b>51</b>
<b>7.4. CÁLCULO DE LAS PRESIONES DE DISEÑO.</b>	<b>52</b>
7.4.1. FACTORES DE AJUSTE DE PRESIÓN.	52
7.4.2. PRESIONES DE DISEÑO EN LOS FONDOS.	54
7.4.3. PRESIONES DE DISEÑO EN LOS COSTADOS.	55



---

7.4.4. PRESIONES DE DISEÑO EN LA CUBIERTA.	56
7.4.5. PRESIONES DE DISEÑO DE LOS MAMPAROS ESTANCOS.	56
<b>7.5. CARACTERÍSTICAS DEL LAMINADO.</b>	<b>57</b>
7.5.1. MATERIALES ESCOGIDOS.	57
7.5.2. CÁLCULO DE PROPIEDADES MECÁNICAS.	58
<b>7.6. CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS PLACAS.</b>	<b>61</b>
7.6.1. FACTORES PARA EL CÁLCULO DEL ESPESOR.	61
7.6.2. ESPESOR MÍNIMO DE LAS PLACAS.	62
<b>7.7. CÁLCULO DE LOS REFUERZOS.</b>	<b>63</b>
7.7.1. FACTORES Y DATOS PARA EL CÁLCULO DE LOS REFUERZOS.	63
7.7.2. DIMENSIONES MÍNIMAS DE LOS REFUERZOS.	64
<b>7.8. PROCESO DE LAMINADO.</b>	<b>69</b>
7.8.1. LAMINADOS DE FIBRA DE CARBONO.	69
7.8.2. LAMINADOS DE FIBRA DE VIDRIO.	72
 <b>CAPÍTULO 8. CÁLCULO DE PESOS.</b>	 <b>77</b>
 8.1. PESO DE LOS LAMINADOS.	 77
8.2. PESO EN ROSCA.	77
8.2.1. DESPLAZAMIENTO.	78
8.2.2. CÁLCULO DEL CENTRO DE GRAVEDAD.	78
 <b>CAPÍTULO 9. EVALUACIÓN DE LA ESTABILIDAD.</b>	 <b>79</b>
 9.1. ANÁLISIS DE LAS CONDICIONES HIDROSTÁTICAS.	 79
9.1.1. PESO EN ROSCA.	80
9.1.2. CARGA MÁXIMA.	83
9.1.3. LLEGADA EN CARGA.	86
9.1.4. MÍNIMA OPERATIVA.	89
9.1.5. EVALUACIÓN DE LAS CONDICIONES HIDROSTÁTICAS.	91
9.2. ENSAYO DE LA ALTURA DE INUNDACIÓN.	92
9.3. ÁNGULO DE INUNDACIÓN.	94
9.4. ENSAYO DE COMPENSACIÓN DE PESOS.	95
9.5. ESTIMACIÓN DE LA RESISTENCIA A LA ESCORA DEBIDA A LAS OLAS Y AL VIENTO.	98
9.5.1. BALANCE TRANSVERSAL DEBIDO A LAS OLAS Y AL VIENTO.	98
9.5.2. RESISTENCIA A LAS OLAS.	102
 <b>CAPÍTULO 10. COSTE ECONÓMICO DE LA EMBARCACIÓN.</b>	 <b>103</b>
 10.1. CONFECCIÓN DEL ESCANDALLO.	 103
 <b>CONCLUSIONES.</b>	 <b>105</b>

---

<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>107</b>
<hr/>	
<b>ANEXOS.</b>	<b>110</b>
<hr/>	
<b>A1. BASE DE DATOS.</b>	<b>110</b>
<b>A2. DISTRIBUCIÓN.</b>	<b>111</b>
A2.1. PLANO DE DISTRIBUCIÓN.	111
A2.2. ASPECTO EXTERIOR.	112
<b>A3. CURVAS DE LOS MOTORES.</b>	<b>113</b>
<b>A4. DIMENSIONES DE LOS PANELES.</b>	<b>114</b>
A4.1. DIMENSIONES DE PANELES DE COSTADO.	114
A4.2. DIMENSIONES DE PANELES DE FONDO.	115
A4.3. DIMENSIONES DE PANELES DE CUBIERTA.	116
<b>A5. CÁLCULO DE LAS PRESIONES.</b>	<b>117</b>
A5.1. FACTORES DE PRESIÓN.	117
A5.2. RESULTADOS DE PRESIONES.	120
<b>A6. CÁLCULO DE ESPESORES.</b>	<b>124</b>
<b>A7. CÁLCULO DE LOS REFUERZOS.</b>	<b>127</b>
A7.1. DIMENSIONES Y FACTORES DE LOS REFUERZOS.	127
A7.2. RESULTADOS DEL CÁLCULO DE LOS REFUERZOS.	129
<b>A8. INFORMACIÓN DE LOS ELEMENTOS.</b>	<b>131</b>

---

# Lista de Figuras

Figura 1. Distribución de la presión hidrodinámica sobre una placa plana. Fuente: High-speed sailing .....	9
Figura 2. Sección transversal de un redan. Fuente: Principles of Yacht Design .....	10
Figura 3. Descomposición de la presión hidrodinámica. Fuente: Principles of Yacht Design .....	11
Figura 4. Vista frontal del casco .....	12
Figura 5. Vista lateral del casco.....	13
Figura 6. Semiángulo de entrada en la flotación. Fuente: Proyecto del buque y artefactos navales .....	13
Figura 7. Semiángulo de entrada en la flotación de la embarcación .....	14
Figura 8. Ángulo de astilla muerta en proa .....	15
Figura 9. Líneas de agua en proa.....	15
Figura 10. Perspectiva de la proa.....	16
Figura 11. Perspectiva de la proa.....	16
Figura. 12. Astilla muerta en el espejo .....	17
Figura 13. Líneas de agua en popa.....	17
Figura 14. Líneas de quilla y mediciones de francobordo .....	19
Figura 15. Líneas del espejo .....	19
Figura 16. Vista en planta de la línea exterior del codillo de estribor.....	20
Figura 17. Vista en perfil de la línea de codillo .....	20
Figura 18. Vista de perfil de las líneas del casco .....	21
Figura 19. Vista en perspectiva de las líneas del casco .....	21
Figura 20. Vista frontal del casco .....	22
Figura 21. Vista lateral del casco .....	22
Figura 22. Vista en planta del casco .....	23
Figura 23. Perspectiva del casco completo .....	23

Figura 24. Verificación de los bordes desnudos .....	23
Figura 25. Centro de referencia en Maxsurf.....	24
Figura 26. Curva de áreas de la embarcación .....	25
Figura 27. Hidrostáticas en el calado de diseño.....	26
Figura 28. Líneas de agua .....	27
Figura 29. Vista frontal de las secciones .....	27
Figura 30. Perspectiva de las líneas de agua y secciones.....	27
Figura 31. Interferencia positiva de trenes de olas en proa y popa. Fuente: Proyecto del buque y artefactos navales .....	30
Figura 32. Gráfico de la relación resistencia-peso en función de la relación velocidad-longitud para diferentes tipos de casco. Fuente: On the subject of high-speed monohulls.....	31
Figura 33. Gráfica de la resistencia en función de la velocidad .....	34
Figura 34. Gráfica de la potencia en función de la velocidad .....	34
Figura 35. Gráfica del trimado en función de la velocidad .....	35
Figura 36. Dimensiones del D13-900. Fuente: Volvo Penta .....	39
Figura 37. Dimensiones del jet. Fuente: HamiltonJet .....	41
Figura 38. Vista perspectiva de los mamparos estancos .....	43
Figura 39. Render sencillo de la distribución en cubierta .....	44
Figura 40. Suelos planos de la cabina .....	44
Figura 41. Render de la distribución interior .....	45
Figura 42. Situación de los tanques de combustible .....	45
Figura 43. Vista en planta de los tanques.....	46
Figura 44. Distribución de cuadernas y mamparos.....	48
Figura 45. Perspectiva de las cuadernas .....	48
Figura 46. Distribución de los refuerzos longitudinales .....	49
Figura 47. Perspectiva de los longitudinales .....	49

<i>Figura 48. Cimientos del motor de estribor .....</i>	<i>50</i>
<i>Figura 49. Perspectiva de los refuerzos .....</i>	<i>50</i>
<i>Figura 50. Placas de fondo .....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 51. Placas del costado.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 52. Placas de cubierta .....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 53. Medición de la curvatura de un panel. Fuente: ISO 12215-5.....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 54. Esquema de un sombrero de copa cuadrado. Fuente: ISO 12215-5 .....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 55. Propiedades mecánicas del Carbono HS Roving .....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 56. Propiedades mecánicas del Carbono HS MAT .....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 57. Propiedades mecánicas del vidrio E Roving .....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 58. Propiedades mecánicas del vidrio E MAT .....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 59. Propiedades mecánicas del núcleo foam PVC lineal de 80 kg/m<sup>3</sup> .....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 60. Hidrostática con el barco en rosca.....</i>	<i>81</i>
<i>Figura 61. Curva de brazos GZ para peso en rosca .....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 62. Curva de estabilidad dinámica para peso en rosca .....</i>	<i>82</i>
<i>Figura 63. Hidrostática a máxima carga.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 64. Curva de brazos GZ para condición de máxima carga .....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 65. Curva de estabilidad dinámica para la condición de máxima carga .....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 66. Hidrostática en la llegada en carga .....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 67. Curva de brazos GZ para condición de llegada en carga .....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 68. Curva de estabilidad dinámica para la condición de llegada en carga .....</i>	<i>88</i>
<i>Figura 69. Hidrostática en mínima operativa.....</i>	<i>90</i>
<i>Figura 70. Curva de brazos GZ para condición mínima operativa.....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 71. Curva de estabilidad dinámica para la condición mínima operativa .....</i>	<i>91</i>
<i>Figura 72. Perfil de las aberturas de inundación .....</i>	<i>93</i>
<i>Figura 73. Planta de las aberturas de inundación .....</i>	<i>93</i>

<i>Figura 74. Curvas de brazos adrizantes y escorantes para LC1 .....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 75. Curvas de brazos adrizantes y escorantes para LC2 .....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 76. Evaluación de la escora debida a un traslado de pesos para LC1 .....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 77. Evaluación de la escora debida a un traslado de pesos para LC2 .....</i>	<i>97</i>
<i>Figura 78. Curvas de momentos adrizantes y escorantes por acción del viento. Fuente. ISO 12217-1 .....</i>	<i>98</i>
<i>Figura 79. Resultados del ensayo de balance transversal debido a las olas y al viento para la condición mínima operativa .....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 80. Resultados del ensayo de balance transversal debido a las olas y al viento para la condición de llegada en carga.....</i>	<i>100</i>
<i>Figura 81. Curvas de brazos adrizantes y escorantes en condición mínima operativa .....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 82. Curvas de brazos adrizantes y escorantes en condición de llegada en carga .....</i>	<i>101</i>
<i>Figura 83. Evaluación de la resistencia a las olas para la condición mínima operativa .....</i>	<i>102</i>
<i>Figura 84. Evaluación de la resistencia a las olas para la condición de llegada en carga .....</i>	<i>102</i>

---

# Lista de Ecuaciones

<i>Ecuación 1. Indicador de embarcación planeadora según normativa .....</i>	<i>10</i>
<i>Ecuación 2. Semiángulo de entrada en la flotación .....</i>	<i>14</i>
<i>Ecuación 3. Mínima altura del francobordo básico .....</i>	<i>19</i>
<i>Ecuación 4. Coeficiente de bloque .....</i>	<i>25</i>
<i>Ecuación 5. Coeficiente prismático .....</i>	<i>25</i>
<i>Ecuación 6. Desglose de la resistencia total.....</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 7. Desglose de la resistencia viscosa .....</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 8. Fuerza tangencial de un fluido.....</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 9. Coeficiente de fricción.....</i>	<i>29</i>
<i>Ecuación 10. Número de Reynolds.....</i>	<i>29</i>
<i>Ecuación 11. Coeficiente de presión por origen viscoso .....</i>	<i>29</i>
<i>Ecuación 12. Coeficiente de velocidad.....</i>	<i>31</i>
<i>Ecuación 13. Coeficiente de empuje de una superficie con astilla muerta .....</i>	<i>32</i>
<i>Ecuación 14. Coeficiente de empuje de una placa equivalente .....</i>	<i>32</i>
<i>Ecuación 15. Coeficiente de empuje de una placa equivalente en función de la relación eslora-manga de la superficie mojada .....</i>	<i>32</i>
<i>Ecuación 16. Velocidad media en el fondo de la superficie de planeo.....</i>	<i>32</i>
<i>Ecuación 17. Resistencia por fricción.....</i>	<i>32</i>
<i>Ecuación 18. Resistencia hidrodinámicas total .....</i>	<i>32</i>
<i>Ecuación 19. Volumen de los tanques de combustible .....</i>	<i>42</i>
<i>Ecuación 20. Factor de carga dinámica.....</i>	<i>53</i>
<i>Ecuación 21. Factor de carga dinámica para embarcaciones con formas llenas en el cuerpo cilíndrico .....</i>	<i>53</i>
<i>Ecuación 22. Factor longitudinal de distribución de presión .....</i>	<i>53</i>

Ecuación 23. Factor de reducción de presión según superficie.....	53
Ecuación 24. Factor de reducción de presión en el costado .....	54
Ecuación 25. Presión en los fondos en desplazamiento .....	54
Ecuación 26. Presión mínima en los fondos.....	54
Ecuación 27. Presión base en los fondos en desplazamiento .....	55
Ecuación 28. Presión en los fondos en planeo.....	55
Ecuación 29. Presión base en los fondos en planeo .....	55
Ecuación 30. Presión en los costados en desplazamiento .....	55
Ecuación 31. Presión mínima en los costados .....	55
Ecuación 32. Presión base en la cubierta.....	55
Ecuación 33. Presión en los costados en planeo .....	56
Ecuación 34. Presión de diseño en la cubierta.....	56
Ecuación 35. Contenido en masa de fibra del vidrio.....	58
Ecuación 36. Relación masa de mat-masa total .....	58
Ecuación 37. Contenido en masa de fibra del carbono .....	58
Ecuación 38. Resistencia del vidrio a la rotura por compresión .....	59
Ecuación 39. Resistencia del carbono a la rotura por compresión .....	59
Ecuación 40. Resistencia del vidrio a la rotura por tracción .....	59
Ecuación 41. Resistencia del carbono a la rotura por tracción .....	59
Ecuación 42. Resistencia del vidrio a la rotura por flexión .....	59
Ecuación 43. Resistencia del carbono a la rotura por flexión .....	59
Ecuación 44. Tensión de diseño .....	60
Ecuación 45. Tensión de diseño a la tracción .....	60
Ecuación 46. Tensión de diseño a la compresión.....	60
Ecuación 47. Resistencia de rotura por cizalla del vidrio en el plano .....	61



---

<i>Ecuación 48. Tensión de diseño a la cizalla.....</i>	<i>61</i>
<i>Ecuación 49. Módulo elástico del vidrio en el plano .....</i>	<i>61</i>
<i>Ecuación 50. Factor de alargamiento del panel.....</i>	<i>61</i>
<i>Ecuación 51. Espesor mínimo de la placa .....</i>	<i>62</i>
<i>Ecuación 52. Chapa de costado asociada.....</i>	<i>63</i>
<i>Ecuación 53. Área del alma del refuerzo.....</i>	<i>64</i>
<i>Ecuación 54. Módulo de inercia del refuerzo .....</i>	<i>64</i>
<i>Ecuación 55. Segundo momento de área del refuerzo .....</i>	<i>64</i>
<i>Ecuación 56. Masa mínima de fibra seca del refuerzo .....</i>	<i>66</i>
<i>Ecuación 57. Relación espesor-peso del laminado .....</i>	<i>66</i>
<i>Ecuación 58. Masa mínima de fibra seca para la quilla .....</i>	<i>67</i>
<i>Ecuación 59. Masa mínima de fibra seca para la roda.....</i>	<i>68</i>
<i>Ecuación 60. Masa mínima de fibra seca para los codillos protectores .....</i>	<i>68</i>
<i>Ecuación 61. Primera condición para la verificación del espesor de los mamparos en sándwich.....</i>	<i>76</i>
<i>Ecuación 62. Segunda condición para la verificación del espesor de los mamparos en sándwich .....</i>	<i>76</i>
<i>Ecuación 63. Espesor de los mamparos en sándwich .....</i>	<i>76</i>
<i>Ecuación 64. Ángulo de inundación mínimo .....</i>	<i>94</i>
<i>Ecuación 65. Ángulo de escora máximo para la compensación de cargas.....</i>	<i>94</i>
<i>Ecuación 66. Estimación del ángulo de inundación .....</i>	<i>94</i>
<i>Ecuación 67. Brazo escorante por compensación de pesos .....</i>	<i>95</i>
<i>Ecuación 68. Momento escorante por compensación de pesos .....</i>	<i>96</i>
<i>Ecuación 69. Momento de escora debido al viento .....</i>	<i>99</i>
<i>Ecuación 70. Ángulo de balance .....</i>	<i>99</i>

# Lista de Tablas

Tabla 1. Dimensiones iniciales .....	8
Tabla 2. Estimación de resistencia y potencia.....	33
Tabla 3. Especificaciones Volvo Penta D13-900.....	39
Tabla 4. Leyenda de las cotas de la figura 37.....	41
Tabla 5. Factor de corrección de curvatura $k_C$ . Fuente: ISO 12215-5.....	62
Tabla 6. Espesores mínimos según las zonas del casco.....	62
Tabla 7. Factor de ajuste por curvatura $k_{CS}$ . Fuente: ISO 12215-5 .....	63
Tabla 8. Secuencia de laminado del casco .....	70
Tabla 9. Secuencia de laminado de la cubierta .....	71
Tabla 10. Secuencia de laminado del recubrimiento de los baos .....	73
Tabla 11. Secuencia de laminado de los recubrimientos de los refuerzos del fondo y el costado.....	74
Tabla 12. Secuencia de laminado de los mamparos estancos.....	75
Tabla 13. Peso de los laminados .....	77
Tabla 14. Condición de carga en rosca .....	80
Tabla 15. Condición de máxima carga .....	83
Tabla 16. Condición de llegada en carga .....	86
Tabla 17. Condición mínima operativa.....	89
Tabla 18. Posición de las alturas de inundación.....	93

# Capítulo 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.

## 1.1. Objetivos.

Con este proyecto se pretende aprender el funcionamiento del planeo mediante el diseño de una embarcación de recreo de alta velocidad, de 15 metros de eslora, capaz de alcanzar los 50 nudos de velocidad máxima. Se van a tratar los aspectos relacionados con el diseño de las formas del casco, el sistema propulsivo, la distribución general, el diseño de la estructura y el cálculo de la estabilidad.

Se quiere obtener como resultado una embarcación rápida pero que mantiene unas condiciones de navegación estables, con un comportamiento suave cuando ande atravesando olas, y que tenga una buena estabilidad de rumbo, para que no solo sea agradable la experiencia a bordo como pasajero sino también su gobierno.

Navegar en condiciones de alta velocidad implica un consumo elevado de combustible por lo que se requiere buscar un sistema propulsivo eficiente para reducir el impacto que tiene el alto consumo de este tipo de navegación.

Además de todo lo anterior, se va a procurar que la embarcación sea confortable para su habitabilidad, con una buena ergonomía. No obstante, beneficiar este aspecto jamás irá en detrimento de otro factor que beneficie a la velocidad o estabilidad de la embarcación a no ser que sea estrictamente necesario.

Finalmente, al ser una embarcación de recreo es interesante que sea estéticamente atractiva, por lo que se aplicaran formas angulosas en la caseta, habitualmente asociadas a vehículos de alta velocidad.

Las etapas con las que cuenta el proyecto son, el dimensionamiento básico, el diseño de formas, el cálculo de la resistencia, determinación del sistema propulsivo, distribución general, escantillonado, cálculo de pesos, evaluación de la estabilidad, y coste económico de la embarcación, dedicando un capítulo a cada una de ellas. Estas etapas se ejecutan en el orden en el que se presentan en este trabajo y representan una vuelta a la espiral de diseño clásica de un buque. En este proyecto se llevará a cabo una única vuelta a dicha espiral. En un proyecto de diseño realizado por un astillero profesional probablemente se deban realizar varias vueltas a la espiral para conseguir el equilibrio más conveniente entre todas las cualidades del barco.

## 1.2. Consideraciones iniciales.

La embarcación del proyecto está pensada para efectuar travesías de corto y medio recorrido, actuando principalmente como “*day boat*”, pero se quiere poder ofrecer a los pasajeros la posibilidad de alargar las travesías si lo desean, con lo que se dotara a la embarcación de camas, baños, y cocina, juntamente con una autonomía de 400 millas náuticas. Esto le permitirá hacer travesías de medio recorrido, o en caso de actuar como day boat, donde la autonomía en el sentido de la capacidad de recorrer una distancia determinada no tiene tanto valor, le permite navegar más tiempo sin pasar por el pantalán de combustible.

Las características que debe tener la embarcación para cumplir con su propósito y a partir de las cuales se ha dado forma al proyecto son, como ya se ha comentado, una monocasco de planeo con una eslora en torno a los 15 metros, con una velocidad máxima de 50 nudos, y con capacidad para transportar a 6 personas. La embarcación ha de ser diseñada según la categoría B de navegación en alta mar lo que le permite navegar en zonas 2,3,4,5,6,7, alejándose a 60 millas de la costa.

# Capítulo 2. DIMENSIONAMIENTO DE LA EMBARCACIÓN.

El primer paso para iniciar el proceso de diseño de una embarcación es determinar sus dimensiones principales a partir de las cuales se van a ir desarrollando las formas del barco. Este proceso se fundamenta en la relación estadística entre las diferentes especificaciones de embarcaciones ya existentes con unas características parecidas a la embarcación que se quiere desarrollar.

## 2.2. Procedimiento.

Para la obtención de las dimensiones principales se debe efectuar un estudio de las embarcaciones existentes con unas especificaciones lo más parecidas posibles a las que se quieren obtener, dichas especificaciones se van a recopilar en una base de datos.

Una vez esta confeccionada la base de datos, mediante el programa Excel se van a crear una serie de gráficos de dispersión a partir de dos variables de las especificaciones, una de las cuales debe ser un dato conocido de la embarcación que se quiere diseñar, y se va a generar una regresión lineal de donde se obtendrá una ecuación que nos permitirá estimar la variable restante.

## 2.3. Base de datos.

La información recogida en la base de datos se ha obtenido por internet, principalmente a partir de la información que ofrecen los fabricantes de dichas embarcaciones en sus páginas web o incluso en revistas dedicadas al mundo de la náutica. Se han evitado las páginas de compraventa de embarcaciones ya que en muchas ocasiones la información que aparece en estas páginas está incompleta o es errónea.

En los casos en los que la información que ofrece el fabricante estaba incompleta, las dimensiones se han estimado a partir de hacer una regla de tres con las dimensiones conocidas y las mismas dimensiones medidas en los planos a escala aportados por el fabricante.

Debido a que la embarcación que se propone es una embarcación de alta velocidad, siendo su velocidad punta 50 nudos, se han encontrado pocas embarcaciones con una eslora de 15 metros que consigan dicha velocidad. Por este motivo se han aceptado en la base de datos embarcaciones capaces de alcanzar velocidades superiores a 30 nudos, siendo la media de las velocidades punta de las embarcaciones estudiadas de 40 nudos.

Se puede encontrar la base de datos en el anexo A1.

## 2.4. Regresiones lineales.

Tras obtener todos los datos necesarios para realizar la base de datos se han hecho las regresiones lineales para obtener las ecuaciones para extrapolar las dimensiones de la embarcación.

Junto con la ecuación que expresa la relación de dependencia entre las variables, también se obtiene el coeficiente de correlación ( $R^2$ ) que indica la desviación entre el conjunto de puntos y la recta que forman.

Cuan mayor es este coeficiente, el conjunto de puntos más se asemejan a una recta y, por tanto, más representativos serán los resultados obtenidos a partir de la regresión. A partir de un coeficiente de regresión lineal igual o superior a 0,7 se considera que la relación entre los puntos es significativa, así como los valores de la variable dependiente

En este proyecto los valores de este coeficiente de correlación han dado en la mayoría de los casos menores a 0,7, esto es debido a que existen muchas variaciones en el mercado para el tipo de barco diseñado, aparte de la dificultad comentada en el apartado anterior de encontrar barcos que alcancen los 50 nudos.

### 2.4.1. Eslora total – Manga.

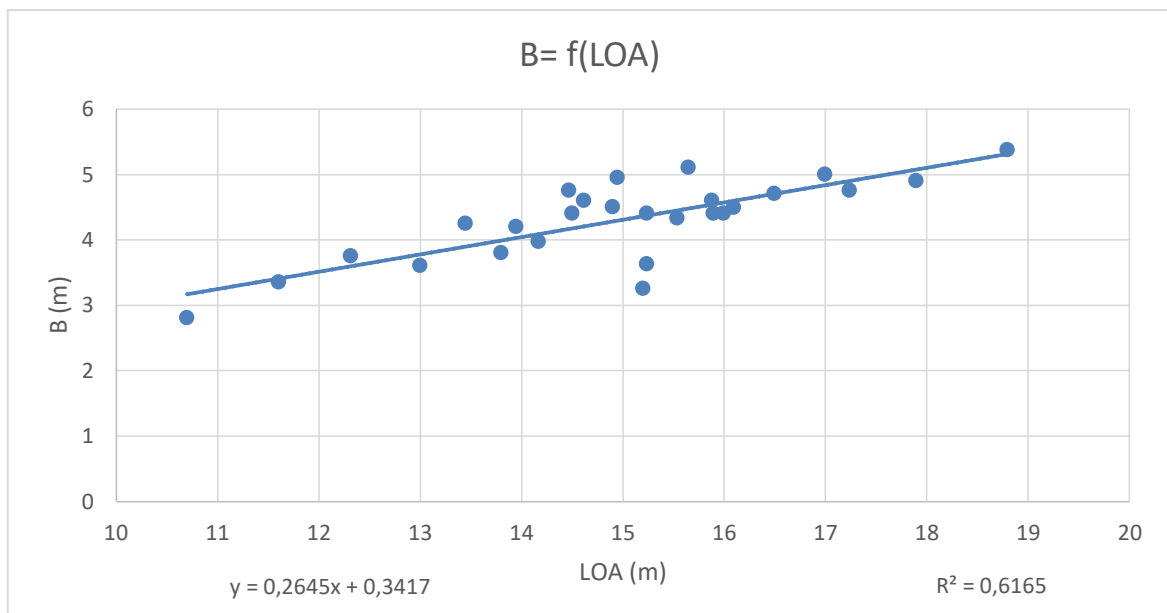


Gráfico 1. Relación Eslora total – Manga.

$$B = 0,2645 \times LOA + 0,3417$$

$$R^2 = 0,61654$$

Para una eslora total (LOA) de 15 metros se obtiene una manga (B) de 4,3092 metros.

### 2.4.2. Eslora total – Calado.

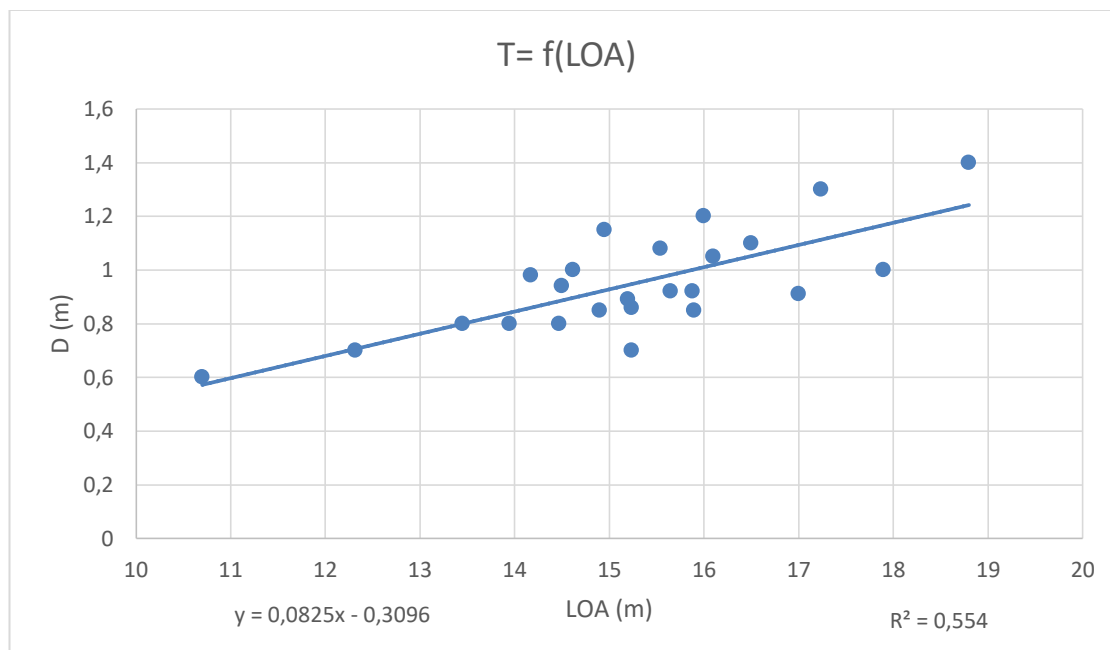


Gráfico 2. Relación Eslora total – Calado.

$$T = 0,0825 \times LOA - 0,3096$$

$$R^2 = 0,55397$$

Para una eslora total (LOA) de 15 metros se obtiene un calado (T) de 0,9279 metros.

### 2.4.3. Eslora total – Eslora en la flotación.

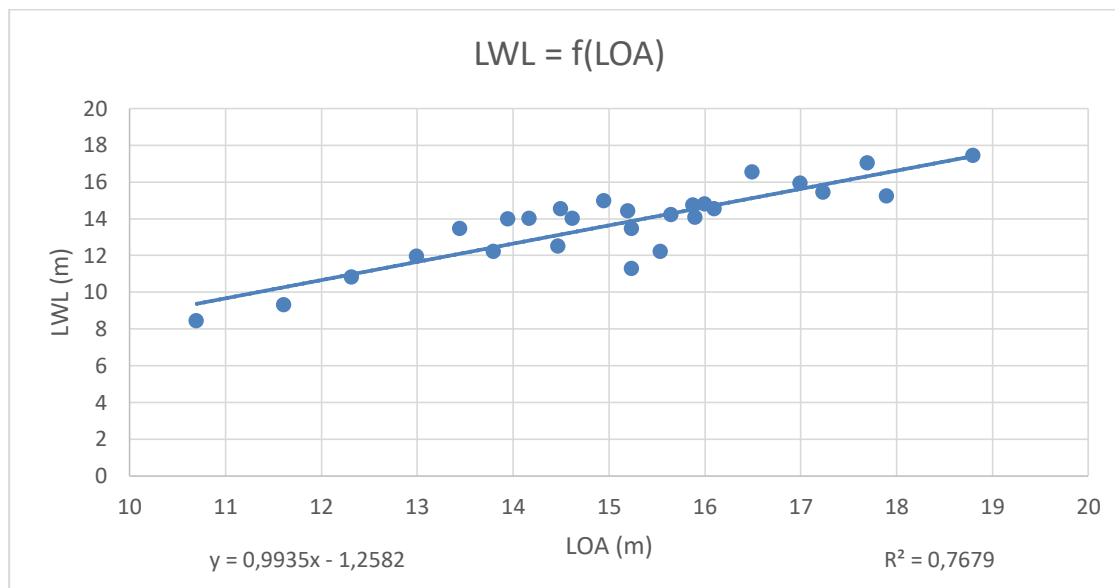


Gráfico 3. Relación Eslora total – Eslora en la flotación.

$$LWL = 0,9935 \times LOA - 1,2582$$

$$R^2 = 0,7679$$

Para una eslora total (LOA) de 15 metros se obtiene una eslora en la flotación (LWL) de 13,6443 metros.

#### 2.4.4. Eslora total – Desplazamiento.

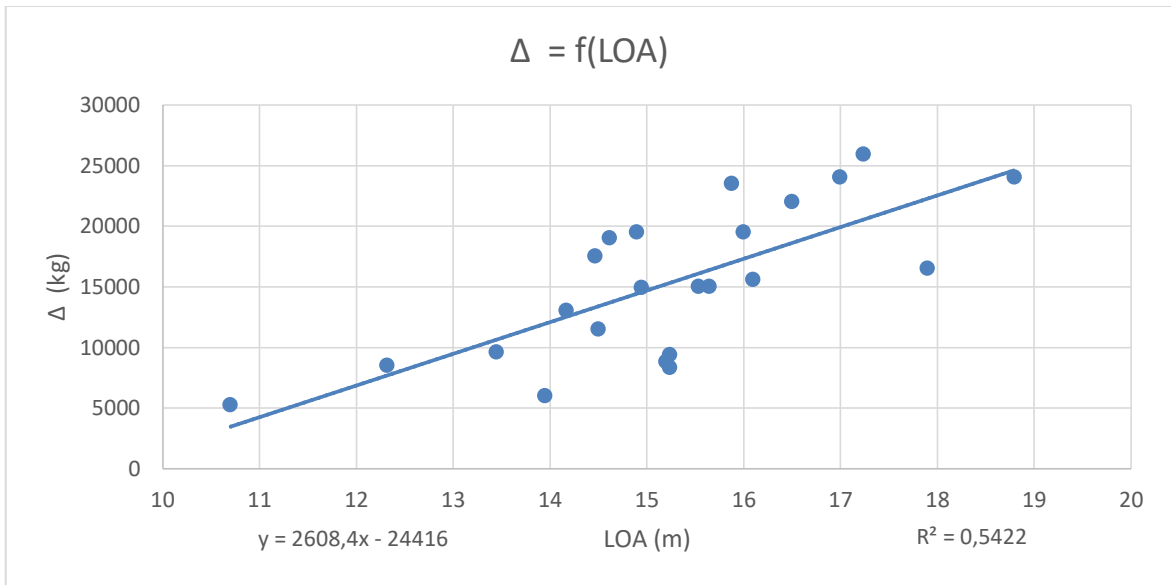


Gráfico 4. Relación Eslora total – Desplazamiento.

$$\Delta = 2608,4 \times \text{LOA} - 24416$$

$$R^2 = 0,54224$$

Para una eslora total (LOA) de 15 metros se obtiene un desplazamiento ( $\Delta$ ) de 14710 kg.



Aparte de las regresiones relacionadas con la eslora total también se ha hecho una regresión tomando la velocidad punta de las embarcaciones como variable independiente de la regresión, ya que también conocemos el valor que queremos alcanzar.

### 2.4.5. Velocidad – Potencia.

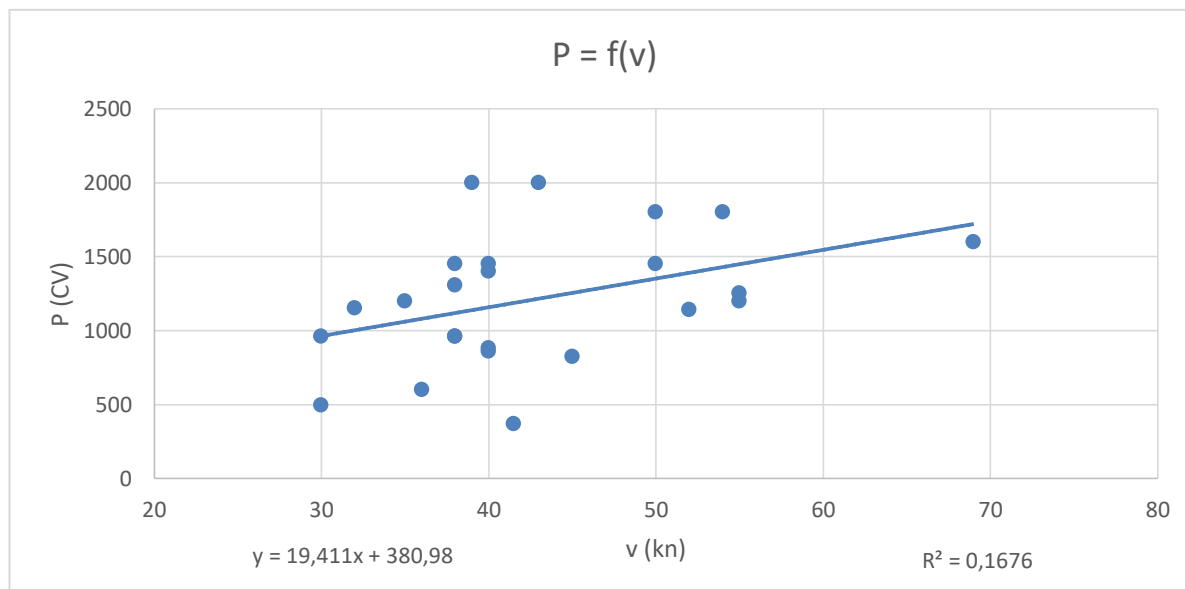


Gráfico 5. Relación Velocidad – Potencia.

$$P = 19,411 \times v + 380,98$$

$$R^2 = 0,1676$$

Para una velocidad punta (v) de 50 nudos se obtiene una potencia (P) de 1351,53 caballos.

Esta regresión lineal tiene un coeficiente de regresión muy bajo por lo que el resultado de la potencia no se puede tomar como significativo. Este resultado es meramente una indicación aproximada de cuál podría ser la potencia necesaria para alcanzar los 50 nudos. La potencia se debe calcular a partir del análisis de la resistencia al avance de las formas del casco diseñado.

## 2.5. Dimensiones obtenidas.

A continuación se recopilan los datos obtenidos con las regresiones y a partir de los cuales se ha empezado el diseño de las formas de la embarcación.

DIMENSIONES INICIALES		
Eslora total	LOA	15 m
Manga	B	4,3092 m
Calado	T	0,9279 m
Eslora en la flotación	LWL	13,6443 m
Desplazamiento	$\Delta$	14710 kg
Potencia	P	1351,53 Cv
Velocidad máxima	v	50 kn

Tabla 1. Dimensiones iniciales.

Es necesario remarcar que estos datos no son definitivos ya que son fruto de un cálculo estadístico, por lo que durante el proyecto se han ido variando cuando se ha creído conveniente para intentar conseguir las mejores prestaciones para el barco.

## Capítulo 3. DISEÑO DE FORMAS DEL CASCO.

En este capítulo se exponen los aspectos que se han tenido en cuenta para determinar las formas del casco, tanto para que este pueda tener una buena salida al planeo, como para que pueda mantener dicha condición, intentando que las formas de planeo interfieran lo mínimo posible con el buen comportamiento en la mar.

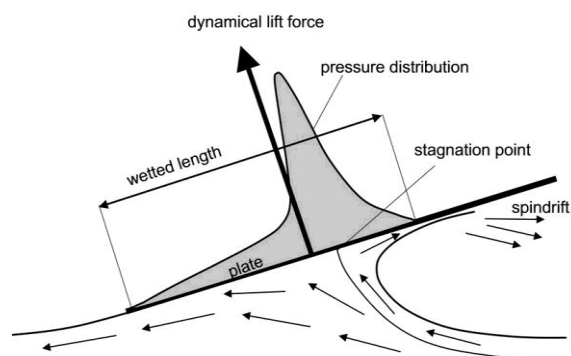
### 3.1. Criterios para el diseño de formas para el planeo.

Cuando una embarcación se encuentra en reposo se ve afectada por las presiones hidrostáticas que actúan sobre su casco y lo mantienen a flote. Estas presiones son generadas por el agua que es desplazada por el volumen del casco cuando este se sumerge por acción de la gravedad.

Sin embargo, cuando la embarcación inicia su movimiento se ve afectada por las presiones hidrodinámicas que aparecen como fuerza normal en consecuencia de la presión que ejerce el casco sobre el agua.

Por tanto podemos decir, que en movimiento, el peso de la embarcación se ve contrarrestado por la presión del agua que se puede descomponer en presión hidrostática, relacionada con la flotabilidad, y en presión hidrodinámica, relacionada con la velocidad.

A medida que aumenta la velocidad también lo hace la presión que el casco ejerce sobre el agua y, como contrapartida, la fuerza de empuje que ejerce el agua sobre el casco, ocasionando que este se eleve reduciendo la superficie mojada y por tanto la resistencia



*Figura 1. Distribución de la presión hidrodinámica sobre una placa plana. Fuente: High-speed sailing.*

A partir de la figura 1 podemos ver como la presión se reparte a lo largo de toda la superficie mojada encontrando su mayor magnitud encima del “*stagnation point*”, o punto de estancamiento, debido a que en este punto la velocidad relativa del fluido es nula.

Otro elemento que podemos observar en la figura 1 es el “*spindrift*” o spray. Este fenómeno aparece cuando parte del agua es empujada hacia adelante, en el caso de que el perfil sea una placa plana, generando una capa que se adhiere a la superficie del perfil aumentando su superficie mojada y en consecuencia aumentando la resistencia viscosa.

Para la reducción del spray se recurre al uso de redanes. Estos elementos se tratan de unas protuberancias que recorren el casco en sentido longitudinal. Su funcionamiento se basa en provocar la separación del flujo en sentido transversal, mediante su geometría afilada, reduciendo la superficie de la capa de agua adherida al casco por el efecto spray.

Además, los redanes favorecen la sustentación del casco ya que varían la dirección del flujo transversal que recorre el casco, lo que origina una zona de altas presiones en la cara inferior del redan empujando el casco hacia arriba. Los redanes también favorecen la estabilidad dinámica transversal de la embarcación.

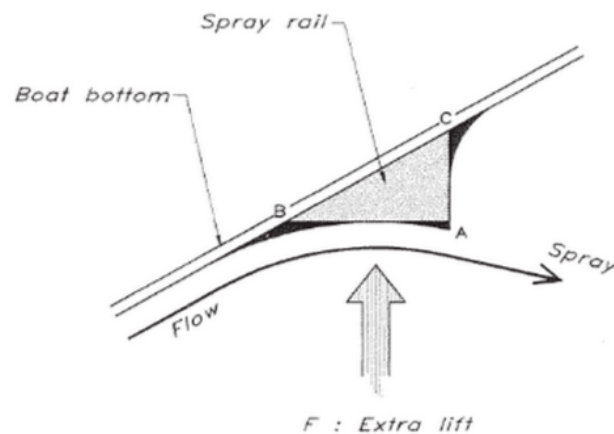


Figura 2. Sección transversal de un redan. Fuente: Principles of Yacht Design.

En este proyecto se ha optado por no aplicar redanes en el casco.

En resumen, podemos decir que una embarcación está en régimen de planeo cuando la mayoría de su peso es soportado por las fuerzas hidrodinámicas. Con tal de justificar que nuestro barco trabaja en este régimen se usa la fórmula que aparece en la normativa ISO 12215-5, apartado 3.8, que nos marca la siguiente condición para que una embarcación sea planeadora:

$$\frac{v}{\sqrt{LWL}} \geq 5 \quad (1)$$

Aplicando nuestros valores para la eslora y la velocidad máxima:

$$\frac{50}{\sqrt{13,64}} = 13,54 > 5$$

Se cumple la condición por lo que podemos afirmar que según la normativa nuestro barco es una embarcación planeadora.

### 3.1.1. Aspectos de un casco en V profunda.

Para favorecer que la embarcación entre en régimen de planeo, el perfil ideal sería el de una placa plana con cierto ángulo de ataque, de esta forma se maximiza la superficie que recibe la presión hidrostática y se elimina la componente transversal de la presión, pero este perfil tendría un comportamiento en la mar muy deficiente cuando el barco atravesara las olas.

Para garantizar el planeo y mantener un buen comportamiento en la mar, tradicionalmente se usa un casco con una sección en forma de "V" profunda. Estas formas, a diferencia de la placa plana, inciden con cierto ángulo en el agua (ángulo de astilla muerta), esto causa que la presión que ejerce el agua también actúe sobre el casco con este mismo ángulo, lo que genera que las fuerzas hidrostáticas tengan una componente transversal que favorezca la estabilidad de la embarcación.

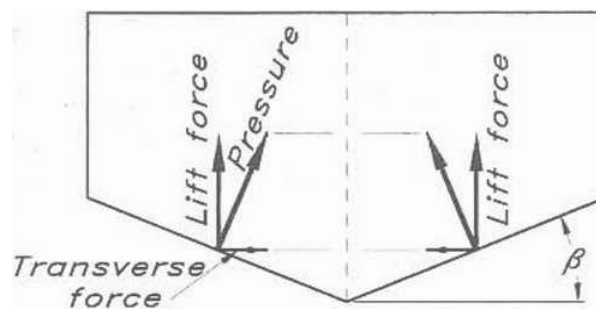


Figura 3. Descomposición de la presión hidrodinámica. Fuente: Principles of Yacht Design.

Esta fuerza transversal tiene un impacto negativo en la velocidad ya que disminuye el empuje y en consecuencia retrasa la salida al planeo siendo necesaria más velocidad para conseguirlo. Generalmente, potenciar los factores que favorecen la velocidad de la embarcación va en detrimento del comportamiento en la mar, por eso es necesario encontrar una solución de compromiso entre las dos cualidades.

### 3.1.2. Ángulo de astilla muerta.

El ángulo de astilla muerta es el ángulo entre el casco y la línea horizontal con origen en el fondo de la línea de crujía (corresponde a  $\beta$  en la Figura 3).

El principal criterio que se debe seguir para determinarlo, es que como mayor sea el ángulo de astilla muerta, mayor va a ser la componente transversal de la fuerza hidrodinámica aplicada al casco, y por tanto, se tendrá mayor estabilidad dinámica y direccional pero se va a necesitar más potencia para llegar al planeo. Por lo contrario, como menor sea la astilla muerta menor va a ser la potencia necesaria para generar y mantener el planeo, pero el barco será más susceptible a las aceleraciones verticales del oleaje.

Nuevamente se debe encontrar una solución intermedia entre la velocidad y la estabilidad. Se ha optado por aplicar ángulos pequeños en popa que aumentan hacia la proa de la embarcación

Con este criterio obtenemos un casco que favorece la eficiencia del planeo cuando navega a alta velocidad, y a la vez favorece el comportamiento en la mar. En la Figura 4 se puede apreciar el aumento de la astilla muerta de la embarcación diseñada.

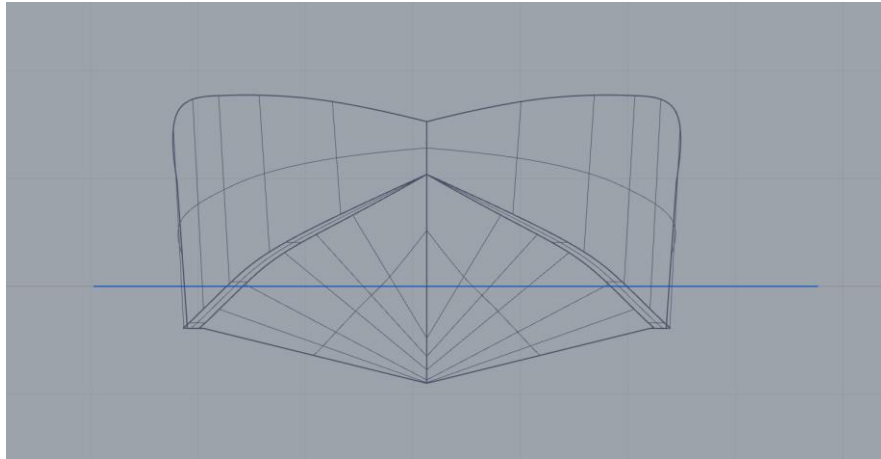


Figura 4. Vista frontal del casco.

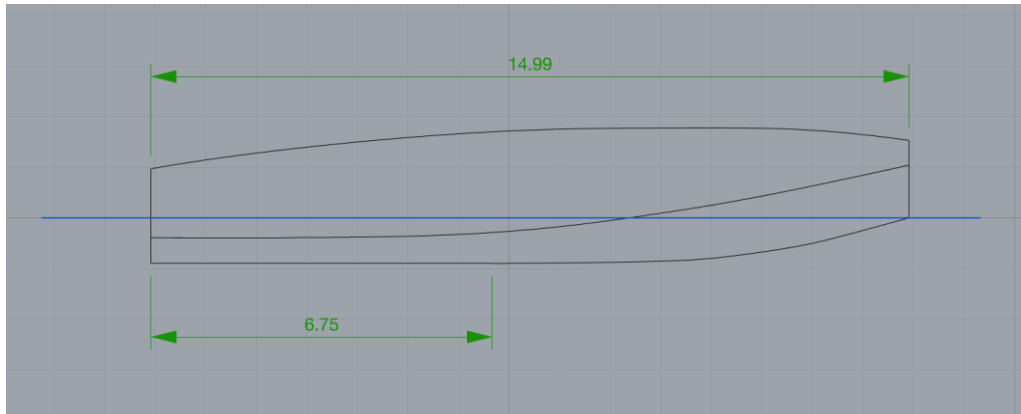
### 3.1.3. Curvatura del fondo.

Uno de los aspectos a decidir en el diseño del casco es la forma que debe tener el fondo de la embarcación, para hacerlo se ha tenido en cuenta principalmente como esta influye en el resto de formas de la embarcación.

En primer lugar, se ha observado que para un semiángulo de entrada determinado, como mayor sea el radio de la curvatura, mas progresivamente van a aumentar los ángulos de astilla muerta en proa. Sabiendo esto y teniendo en mente que nos interesan ángulos de astilla muerta grandes en proa, tal y como se ha comentado en el apartado anterior, pero que aumenten suavemente desde la popa para evitar cambios bruscos del ángulo de ataque del casco con el agua, se ha optado por diseñar el fondo con una curvatura con gran radio en proa.

En lo relativo a la popa, se ha aplicado el criterio típico para embarcaciones de planeo haciendo el fondo lo más plano posible (sin curvatura) con el objetivo de tener una superficie amplia donde se sustente la embarcación, e intentando de esta forma tener pocas variaciones en el trimado cuando el casco haya alcanzado plenamente el régimen de planeo.

El último factor a determinar es el punto en qué empieza la curvatura del fondo. Como el radio de curvatura en proa debe ser grande y el ángulo de astilla muerta debe ser variable a lo largo de la eslora, se ha optado por empezar la curvatura del fondo a un 45% de la eslora desde la popa, a 6,75 metros del espejo. Con esto se pretende que el ángulo de astilla muerta aumente lentamente a lo largo de la eslora permitiendo que el ángulo de ataque del casco con el agua también varíe suavemente, excepto en la zona más a proa donde la astilla muerta va a aumentar rápidamente para conseguir unas formas finas.



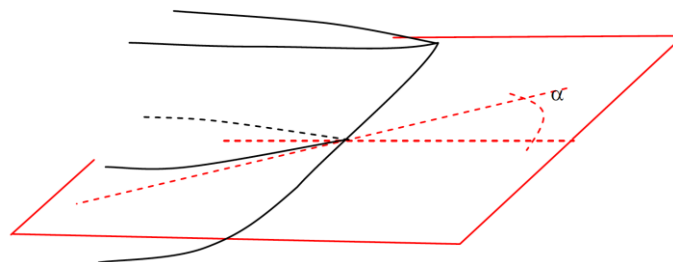
*Figura 5. Vista lateral del casco.*

En la figura 5 se puede apreciar como la eslora del casco es prácticamente 15 y coincide con la eslora en la flotación. Esto es debido a que se ha optado por igualar la eslora de flotación a la eslora del casco con tal de conseguir una roda recta, a la vez que se pretende ganar estabilidad longitudinal y aumentar el espacio disponible bajo cubierta.

#### **3.1.4. Formas en proa.**

Para las formas en proa se ha elegido hacer una entrada fina al agua con un semiángulo en la flotación pequeño ( $8,60^\circ$ ), y con grandes ángulos de astilla muerta (en torno a los  $60^\circ$ ).

El semiángulo de entrada en la flotación es el ángulo de intersección entre el casco y la línea de crujía en el plano de flotación desde la roda.



*Figura 6. Semiángulo de entrada en la flotación. Fuente: Proyecto del buque y artefactos navales.*

Este ángulo influye determinantemente en el comportamiento que va a tener el flujo aguas abajo de la roda, un semiángulo excesivo puede causar que las formas del casco induzcan una transición temprana del flujo turbulento en cuyo caso se aumentaría la resistencia viscosa.

Para determinar el ángulo máximo se han considerado las siguientes recomendaciones en función el coeficiente prismático:

- Para  $C_p = 0,55$  → Valores en torno a los  $8^\circ$
- Para  $C_p = 0,70$  → Valores entre los  $10^\circ$  y  $14^\circ$
- Para  $C_p = 0,55$  → Valores en torno a los  $33^\circ$

Otra manera para estimar el semiángulo es mediante la siguiente fórmula:

$$\alpha = \frac{125,67 \times B}{L_{pp}} - 162,25 \times C_p^2 + 234,32 \times C_p^3 + 0,1551 \times \left[ X_{cc} + 6,8 \frac{(T_A - T_F)}{T} \right]^3 \quad (2)$$

Donde:

$B$  = Manga en metros.

$L_{pp}$  = Eslora entre perpendiculares en metros.

$C_p$  = Coeficiente prismático.

$X_{cc}$  = Posición longitudinal del centro de carena en metros.

$T_A$  = Calado en popa en metros.

$T_F$  = Calado en proa en metros.

$T$  = Calado en metros.

Sustituyendo los variables por los datos de la embarcación se ha obtenido el siguiente ángulo:

$$\alpha = 7,51^\circ$$

Este ángulo se considera excesivamente pequeño por lo que se seguirán las recomendaciones de los valores en función del coeficiente prismático.

Para nuestra embarcación con un  $C_p$  de 0,633 el ángulo de  $8,60^\circ$  está dentro de los valores recomendados.

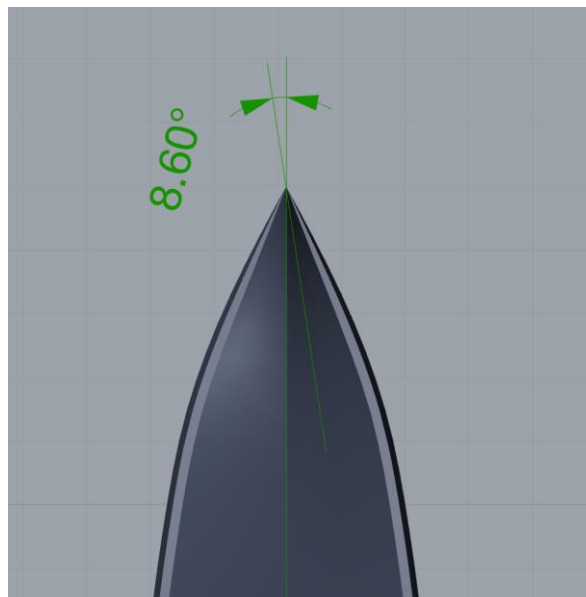
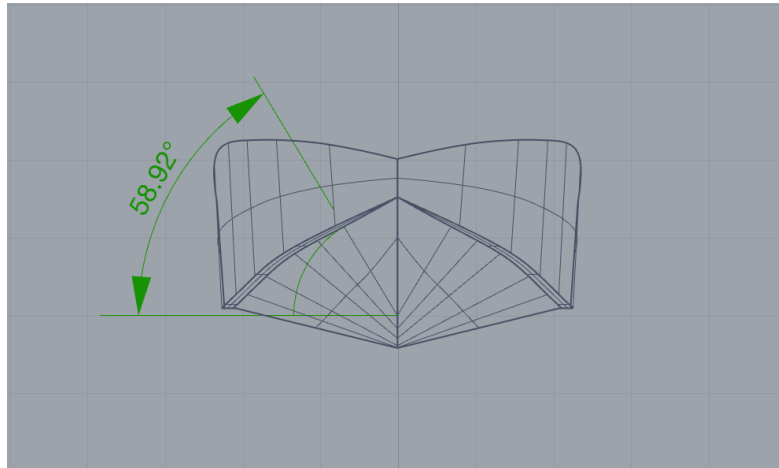


Figura 7. Semiángulo de entrada en la flotación de la embarcación.



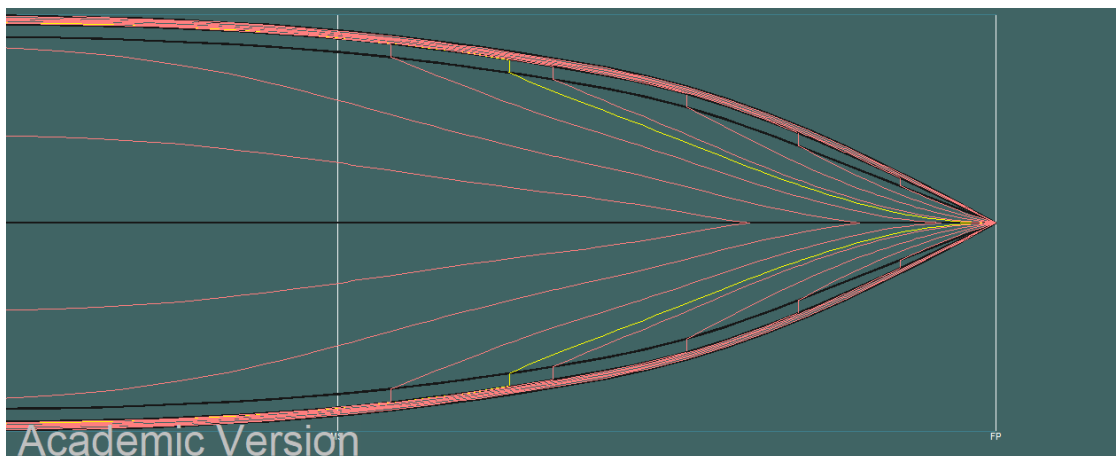
Para el ángulo de astilla muerta, como se ha comentado anteriormente, se han aplicado ángulos grandes, en torno a  $60^\circ$ , para beneficiar la estabilidad y tener un menor movimiento vertical en olas.



*Figura 8. Ángulo de astilla muerta en proa.*

En la figura 8 se puede observar el ángulo de astilla muerta a 1,82 metros de la roda. A proa del punto donde se ha tomado esta medición las formas se cierran rápidamente con un aumento de la astilla muerta mucho más pronunciado.

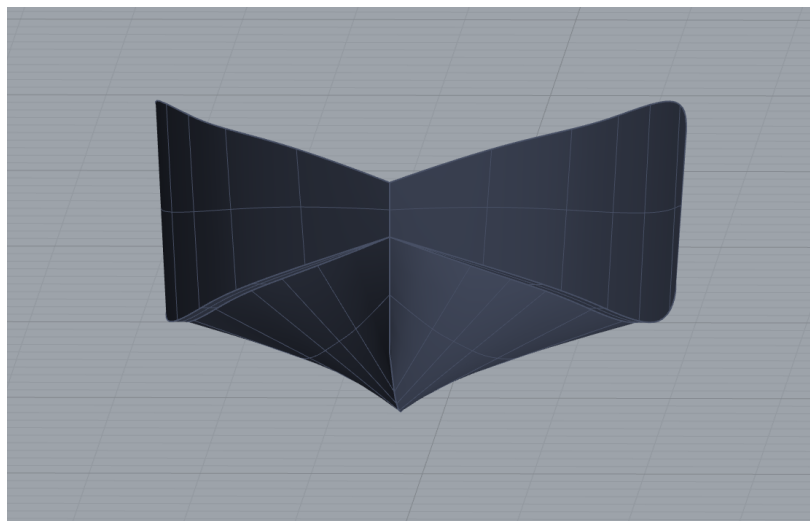
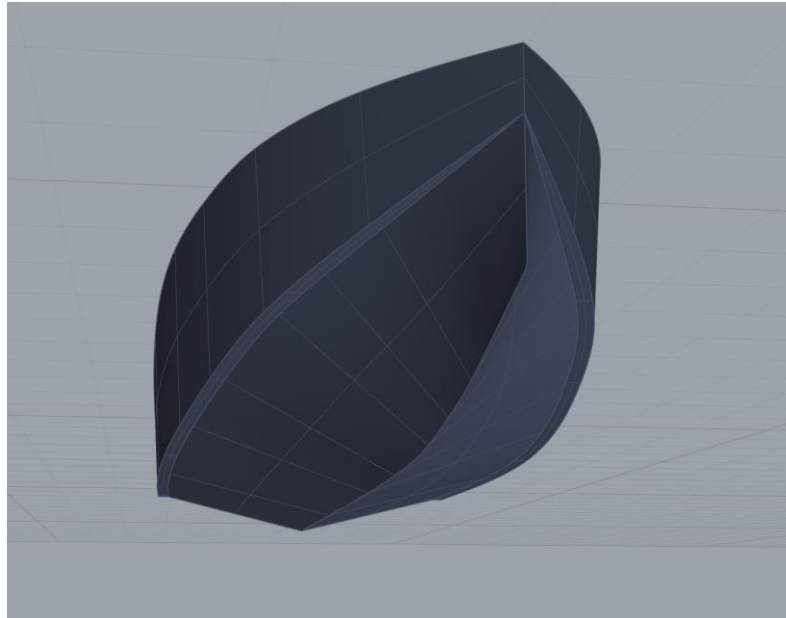
En lo relativo a las formas de la proa, para cascos de planeo es conveniente evitar las formas convexas pronunciadas ya que pueden acelerar el flujo en proa y causar presiones de succión que dificulten la salida al planeo, otro inconveniente, es que son unas formas que disminuyen la estabilidad de balance al tener una componente vertical de la fuerza de empuje de poca magnitud. En la embarcación del proyecto se ha optado para dar unas formas ligeramente cóncavas en la proa (tal y como se muestra en la figura 9) consiguiendo de esta manera la reducción del trimado dinámico al llevar el centro de carena hacia popa, y también una buena resistencia a la escora causada por al oleaje.



*Figura 9. Líneas de agua en proa.*

Se ha decidido hacer la roda recta desde la línea de flotación hasta el punto más alto del puntal. Esta decisión se ha tomado por un lado por razones estéticas y, por otro lado, porque una roda recta reduce la flotabilidad en la proa.

A modo de resumen podríamos decir que los criterios que se han seguido para el diseño de las formas de proa (semiángulo de entrada en la flotación pequeño, grandes ángulos de astilla muerta, formas cóncavas, roda recta) llevan a tener unas formas muy finas que reducen la resistencia por formación de olas. Además, estas formas también originan que el casco en proa desplace muy poco volumen por lo que al tener poca flotabilidad tenderá a ser más “perezoso” a la hora de seguir el perfil de las olas lo que le proporcionara una navegación más suave.



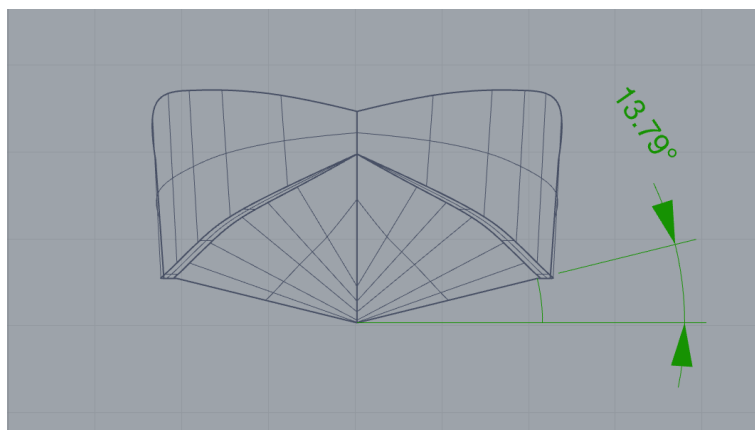
*Figura 10 y 11. Perspectiva de la proa.*

### 3.1.5. Formas en popa.

Las formas de popa a diferencia de las de proa están centradas en beneficiar lo máximo posible el planeo de la embarcación.

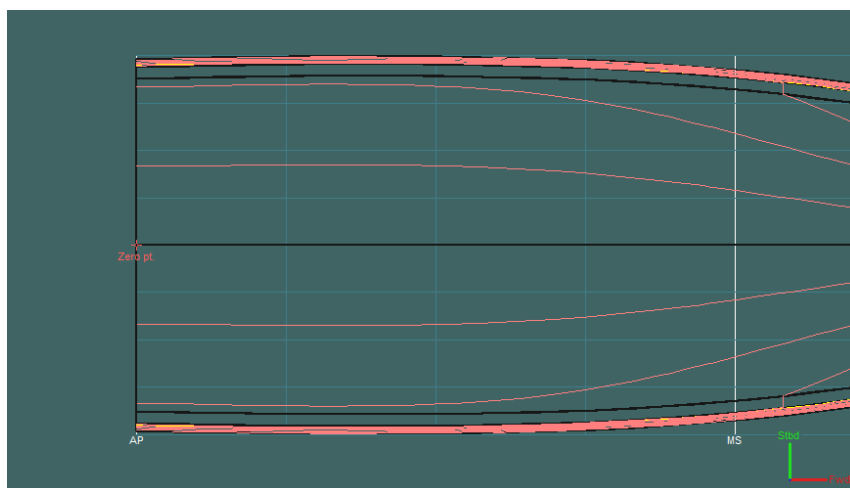
Como el centro de carnea se retrasa hacia popa a medida que aumenta la velocidad, cuando la embarcación este navegando en régimen de planeo su peso se aguantara en las secciones posteriores del casco, es por eso que en popa se seleccionan ángulos pequeños para la astilla muerta. Con ángulos pequeños se consigue maximizar el empuje y bajar la relación potencia a peso necesaria en la etapa de planeo.

Se ha determinado una astilla muerta media de aproximadamente  $15^\circ$  en la zona de popa, que comprende el espacio desde el espejo hasta el 45% de la eslora, y que representa la zona donde la astilla muerta disminuye de forma mucho más gradual.



*Figura. 12. Astilla muerta en el espejo.*

Las formas en la popa son las de un espejo de estampa ancho y ampliamente sumergido, con un borde de salida afilado para garantizar la separación del flujo longitudinal con el fondo, ventilando así el espejo y reduciendo la resistencia viscosa.



*Figura 13. Líneas de agua en popa.*

### 3.2. Modelado de las formas mediante Rhinoceros.

Para poder evaluar la embarcación en el programa de diseño naval Maxsurf y tomar mediciones para hacer los cálculos de estructura, es conveniente disponer de un modelo 3D del casco.

En este proyecto se ha escogido el programa Rhinoceros para hacer el modelado ya que se ha considerado que su interfaz era mucho más intuitiva y con mayor variedad de comandos que la de Maxsurf Modeler.

Rhinoceros 3D es una herramienta de software CAD para el modelado tridimensional basado en NURBS por lo que es capaz de representar curvas y superficies de forma precisa, algo que es de especial interés para el diseño de un elemento como el casco de un barco.

El modelo matemático NURBS (*Non-uniform rational basis spline*) se utiliza para generar y representar curvas y superficies mediante puntos de control, este sistema permite que el moldeado sea intuitivo y predecible.

El proceso para modelar geometrías en 3D consiste en, primeramente, dibujar las líneas de contorno del cuerpo, para después generar las superficies a partir de un barrido entre dos de las líneas dibujadas.

Para dibujar las líneas de manera precisa existen gran cantidad de herramientas que lo permiten. Las que más se han utilizado en este proyecto son las herramientas de corte, las de proyección, agrupación de objetos, etc. A lo largo de los siguientes apartados se irán explicando las herramientas utilizadas.

Otro recurso de gran utilidad es la posibilidad de generar objetos en distintas capas, esto permite poder separar elementos de diferentes naturalezas lo que es de gran ayuda para trabajar de una forma más clara y ordenada.

#### 3.2.1. Dibujo de las líneas de contorno.

Esta parte del proceso es el punto de partida y determinará en gran medida el aspecto del casco.

Antes de generar las primeras líneas se selecciona el origen de coordenadas del modelo, que se ha decidido situar-lo en el punto donde se cortan el espejo, la línea de crujía, y el plano de flotación.

Para empezar el proceso de modelado se ha dibujado la línea de la quilla, la roda, y la mitad del espejo con una anchura del codillo de 15 centímetros. Con el fin de trazar las líneas con precisión se recorre a líneas auxiliares y arcos para establecer los puntos por donde deben pasar las curvas.

Se han utilizado las medidas obtenidas en el dimensionamiento básico, aunque se han variado ligeramente. La manga, que según el dimensionamiento tenía que ser 4,3092 metros, se ha cambiado a 4,60 metros para aumentar la relación eslora-manga, y para trabajar con números más redondos. Respecto al calado, que en el dimensionamiento básico era 0,9279 metros, se ha redondeado a 0,90 metros con lo que se pretende disminuir un poco el desplazamiento y el área mojada.

El francobordo de la embarcación se ha determinado tomando como valor mínimo el requisito de altura mínima de inundación que nos indica la norma ISO 12217-1, apartado 6.1.2.2:

$$h_f = \frac{LH}{17} \quad (3)$$

Para una eslora del casco ( $LH$ ) de 15 metros obtenemos una altura mínima de inundación ( $Y$ ) de 0,88 metros desde la línea de flotación.

Se debe tener en cuenta que, según la normativa, en proa la altura mínima de inundación se debe sobredimensionar un 15%, lo que nos da un valor mínimo en proa de 1,02 metros.

El francobordo inicial aplicado es de 1 metro en el espejo y 1,50 metros en proa, aunque posteriormente se ha variado a 0,97 metros en popa y 1,53 metros en proa para trazar la curva de la parte superior de las bordas.



*Figura 14. Líneas de quilla y mediciones de francobordo.*

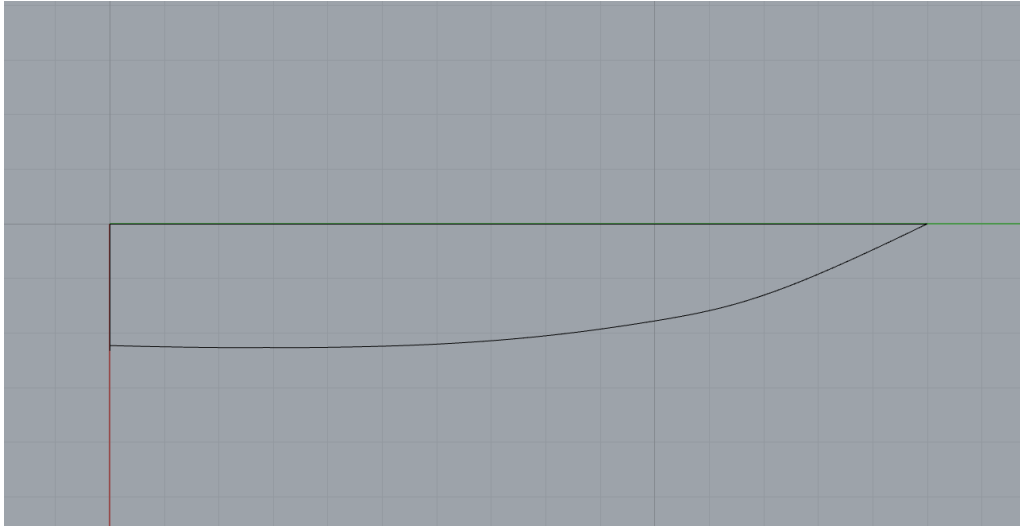


*Figura 15. Líneas del espejo.*

A continuación, se ha dibujado la línea exterior del codillo de estribor. Esta línea es importante ya que es bastante influente en las formas cuando se generen las superficies.

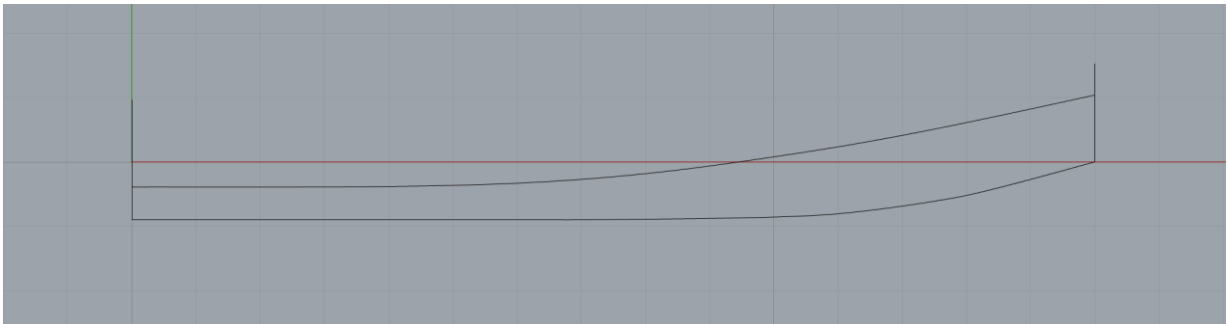
La línea del codillo se abre con un ángulo de 25° respecto la línea de crujía desde la roda, y mantiene dicho ángulo hasta que se ha ganado suficiente semimanga como para albergar el habitáculo en el interior de la proa del casco, entonces la semimanga pasa a aumentar lentamente hacia la popa. Como

resultado, obtenemos una embarcación considerablemente fina y puntiaguda por lo que presumiblemente tendrá un buen comportamiento en la mar, aunque se disminuirá ligeramente su estabilidad transversal.



*Figura 16. Vista en planta de la línea exterior del codillo de estribor.*

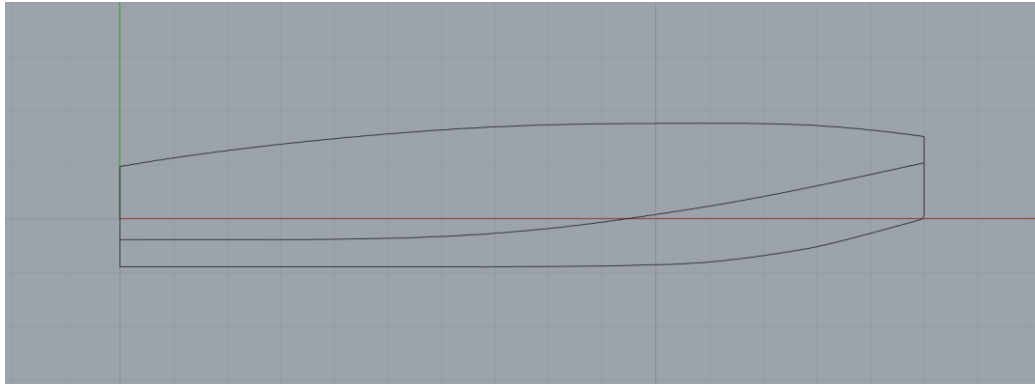
La curvatura de la línea del codillo es recta desde el espejo hasta los 3 metros desde la popa. A partir de ese punto, empieza a curvarse hasta quedar a 1 metro por encima de la línea de flotación en la roda, tal y como se puede ver en la Figura 17.



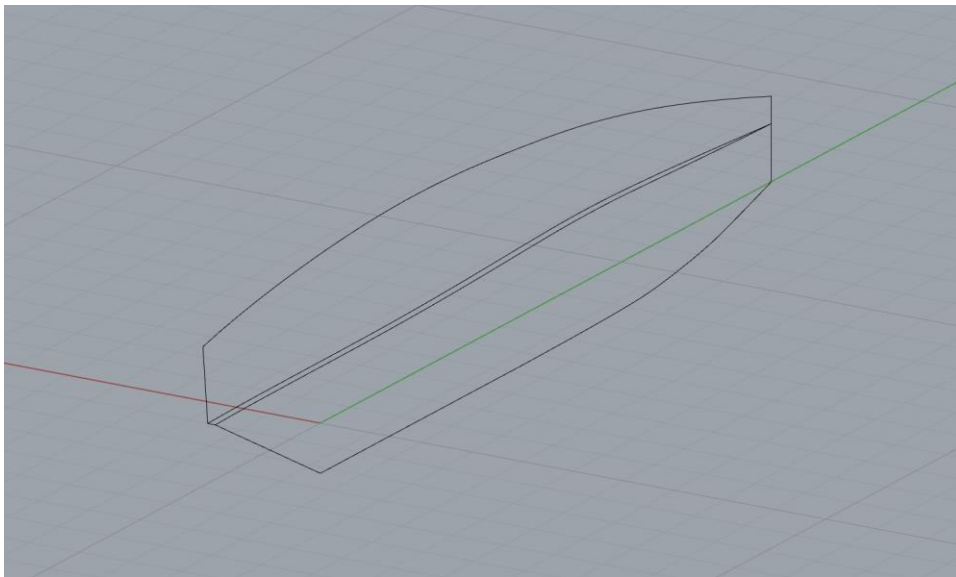
*Figura 17. Vista en perfil de la línea de codillo.*

Seguidamente se ha copiado la línea anterior en el extremo interior del codillo, y en la parte superior del espejo para hacer la borda. Usando la herramienta “copy” nos aseguramos que estas tres líneas longitudinales tengan el mismo aspecto en la planta. Tras copiarlas se han ajustado los extremos de proa para que se encuentren en la roda y se ha dado forma a la borda de manera manual.

Como resultado se ha obtenido un codillo que se va cerrando hasta terminar con una forma afilada en proa, y una borda a la que se ha dado una forma curva. Esta forma de la borda permite tener una borda de poca altura en popa, permitiendo que el pasaje pueda acceder fácilmente a la plataforma de baño, una borda alta en el centro de la embarcación, para proteger el pasaje durante la navegación, y finalmente otra borda pequeña en proa. Con este tipo de borda se pretende dar la sensación que las cubiertas terminan directamente en el mar, provocando sensación de amplitud a los ocupantes de la embarcación.



*Figura 18. Vista de perfil de las líneas del casco.*



*Figura 19. Vista en perspectiva de las líneas del casco.*

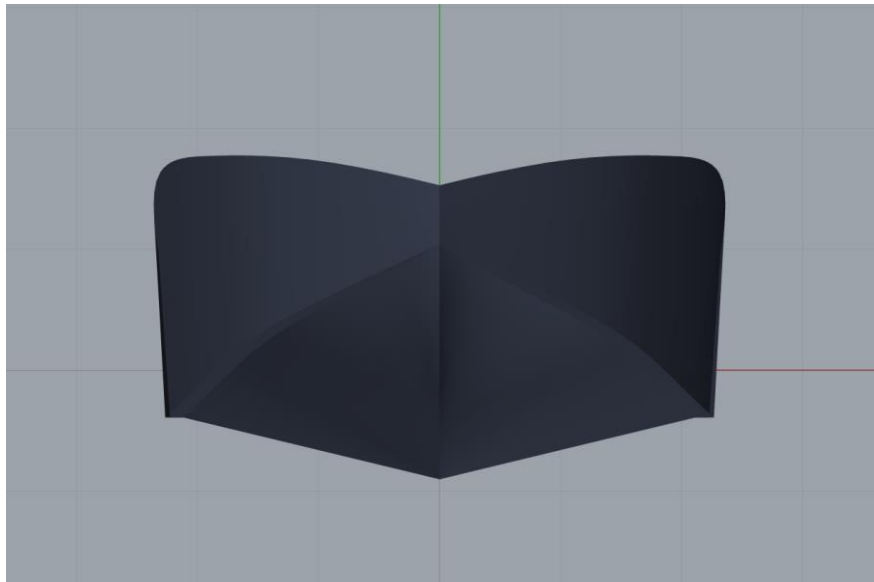
Finalmente se ha aplicado la herramienta “*fillet*” para redondear la unión entre la quilla y la roda, dicha curva tiene un radio de 0,07 metros.

### 3.2.2. Generación de superficies.

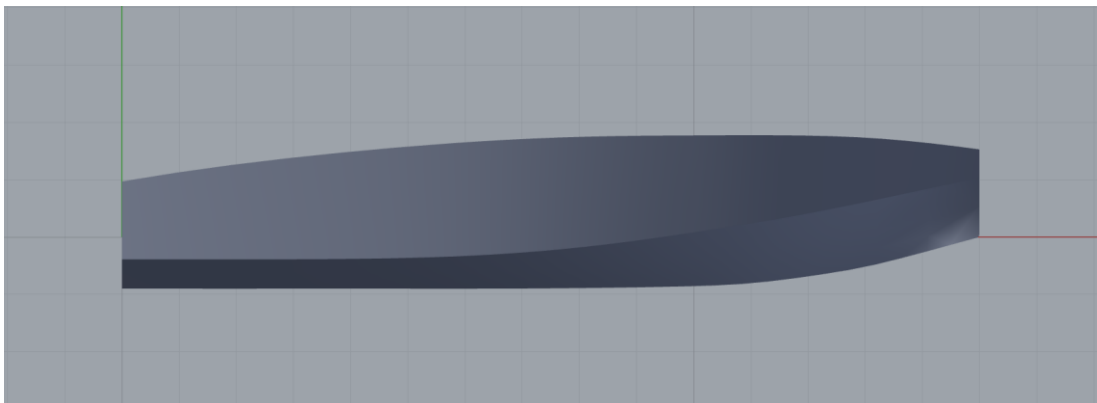
Las superficies se generan utilizando las líneas de contorno generadas con anterioridad como límites.

Primero se determinan dos líneas longitudinales que marcan el contorno de la superficie, y seguidamente se seleccionan las líneas transversales que establecerán el aspecto de las secciones transversales.

En cada banda de la crujía de la embarcación de este proyecto hay tres superficies que consisten en el fondo, el codillo, y el costado. Tras construir estas superficies se ha aplicado el comando “mirror” para crear una copia idéntica y así tener el casco completo.

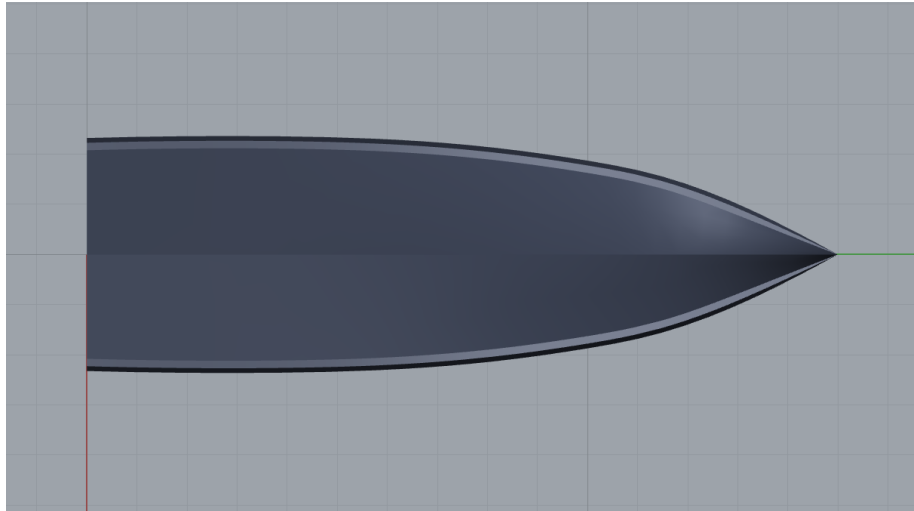


*Figura 20. Vista frontal del casco.*

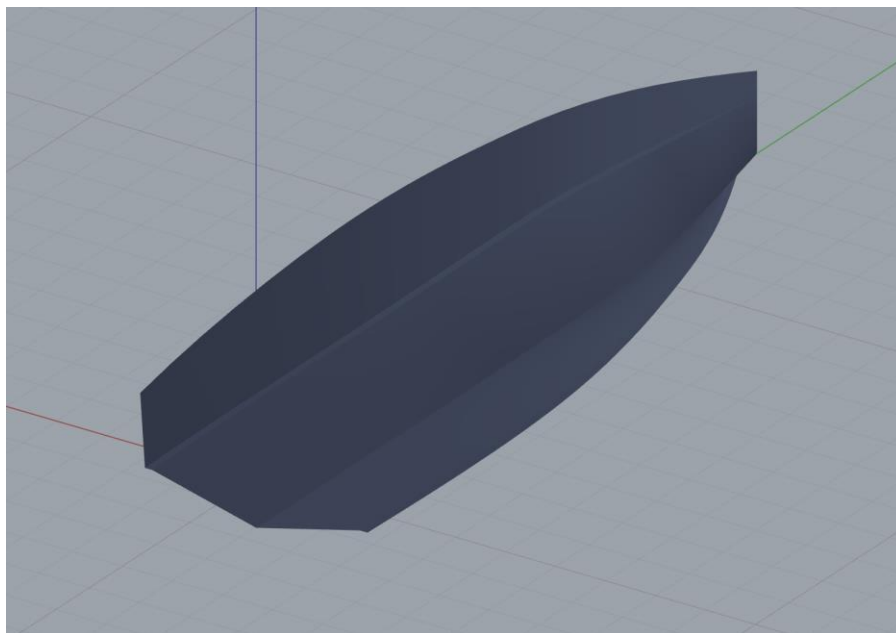


*Figura 21. Vista lateral del casco.*



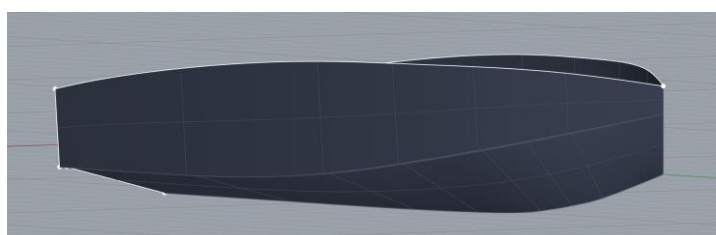


*Figura 22. Vista en planta del casco.*



*Figura 23. Perspectiva del casco completo.*

Otro aspecto importante a tener en cuenta antes de evaluar el casco en Maxsurf, es que todas las superficies deben estar unidas correctamente para que la geometría quede como un solo objeto sellado, y así lo entienda el programa Maxsurf. Para asegurar que las uniones entre superficies están perfectamente selladas, Rhinoceros nos ofrece una herramienta de análisis que nos señala los bordes desnudos de las superficies.



*Figura 24. Verificación de los bordes desnudos (en blanco).*

### 3.3. Análisis de las formas en Maxsurf.

Mediante el uso del programa Maxsurf Modeler se han analizado las formas diseñadas para obtener sus datos hidrostáticos.

#### 3.3.1. Procedimiento para el análisis en Maxsurf.

En primer lugar, se importan las formas de Rhinoceros a formato IGES (*Initial Graphics Exchange Specification*), un formato ampliamente utilizado para intercambiar *wireframes* y modelados de superficies o sólidos, entre programas diferentes.

Al importar un casco en Maxsurf se debe determinar los ejes de coordenadas de los datos importados ya que podrían no coincidir con los ejes en el formato de origen. En nuestro caso los ejes en Rhinoceros coinciden con los ejes de Maxsurf, siendo en los dos casos, el eje Y positivo hacia proa, X positivo hacia estribor, y Z positivo hacia arriba.

Una vez determinados los ejes se debe indicar el centro de coordenadas o punto de referencia, este paso en el proceso es de vital importancia para poder interpretar los resultados que ofrece el programa. Para nuestra embarcación se ha seleccionado como origen de coordenadas el fondo de la perpendicular de popa.

Tanto la perpendicular de proa como la de popa se han situado en la intersección de la línea de flotación con el punto más aporado y apopado respectivamente, coincidiendo en este caso con el espejo y la roda de la embarcación.

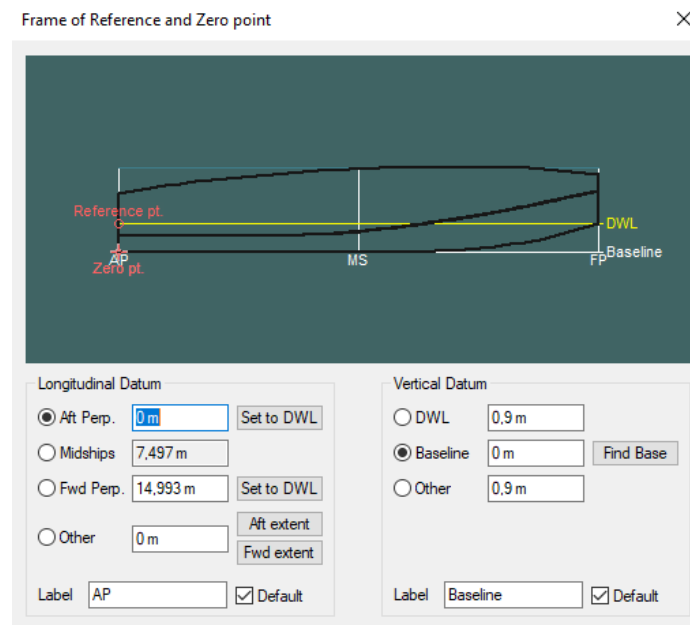


Figura 25. Centro de referencia en Maxsurf.

### 3.3.2. Curva de áreas.

La curva de áreas seccionales representa la posición de las cuadernas, en el eje de abscisas, y el área sumergida que tiene la cuaderna, en el eje de ordenadas.

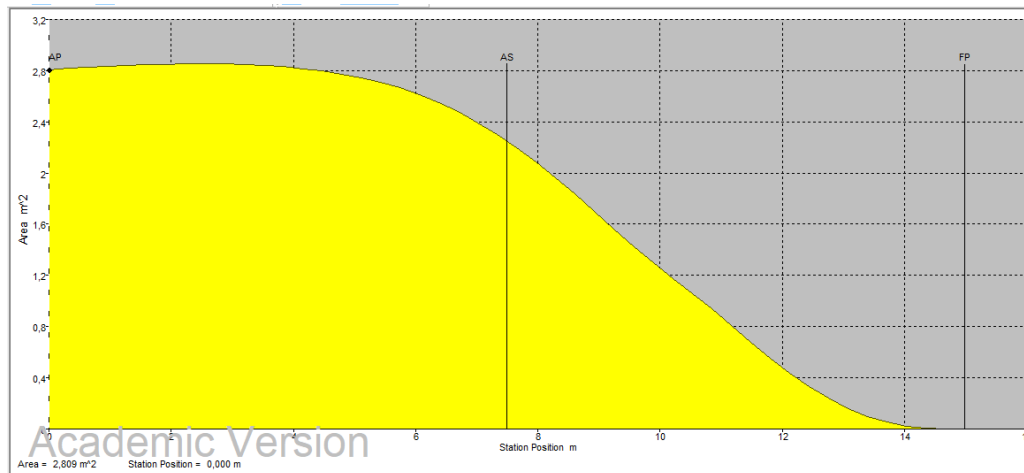


Figura 26. Curva de áreas de la embarcación.

En la curva de áreas podemos observar la distribución del área, y por tanto también el volumen de la carena de la embarcación. Se puede apreciar lo explicado en apartados anteriores, una popa recta que prácticamente mantiene su área seccional, y a lo largo del resto de su eslora, el área disminuye constantemente hasta llegar a la proa donde el área disminuye drásticamente.

Estas formas concuerdan con las típicas de una embarcación de planeo. Para una embarcación de desplazamiento veríamos dos hombros, uno en proa y otro en popa, y una sección intermedia con un área constante (dependiendo del servicio que deba prestar el buque). Tener un hombro en popa evita el desprendimiento del flujo y por tanto, la succión que pueden causar los remolinos en popa generados por esta separación.

### 3.3.3. Análisis hidrostático.

En este apartado se muestran los resultados hidrostáticos obtenidos a partir de Maxsurf Modeler.

Los primeros datos que observamos son los coeficientes de forma de la carena:

El coeficiente de bloque ( $C_b$ ) consiste en la relación entre el volumen de la carena y el volumen del paralelepípedo con lados iguales a las dimensiones máximas de la carena.

$$C_b = \frac{V_{carena}}{V_{paralelepipedo}} \quad (4)$$

En nuestra embarcación el  $C_b$  tiene un valor de 0,439.

El coeficiente prismático ( $C_p$ ) consiste en la relación entre el volumen de la carena y el prisma con base igual a la sección máxima de la carena.

$$C_p = \frac{V_{carena}}{V_{prisma}} \quad (5)$$

Para nuestra embarcación el  $C_p$  tiene un valor de 0,633.

Los valores de estos coeficientes son típicamente bajos para las embarcaciones de planeo, sobretodo el coeficiente de bloque, ya que tienen formas que intentan disminuir el área mojada y la cantidad de volumen sumergido para tener la menor resistencia al avance posible.

Otro dato a tener en cuenta es la posición del centro de la carena en el calado de diseño. Este dato es importante ya que junto con el centro de gravedad va a determinar el trimado de la embarcación. Es conveniente que el centro de gravedad se encuentre por detrás del centro de la carena o como mínimo en la misma posición ya que de esta forma nos aseguramos que el trimado del barco va a ser positivo, lo que facilitará el planeo. En nuestra embarcación se encuentra a 5,063 metros respecto el espejo, este valor se considera aceptable, aunque más tarde se ha tenido que evaluar conjuntamente con el centro de gravedad.

Además, otro dato que se ha necesitado para los cálculos en los próximos apartados es el desplazamiento, para nuestra embarcación con un calado de 0,90 metros es de 27,78 toneladas. Aunque este valor ha dado superior al desplazamiento obtenido en el dimensionamiento básico, se ha decido calcular la resistencia manteniendo un calado de 0,90 metros para no ver limitado posteriormente el peso en forma de pertrechos y comodidades que se quieran añadir a la embarcación.

Hydrostatics at DWL

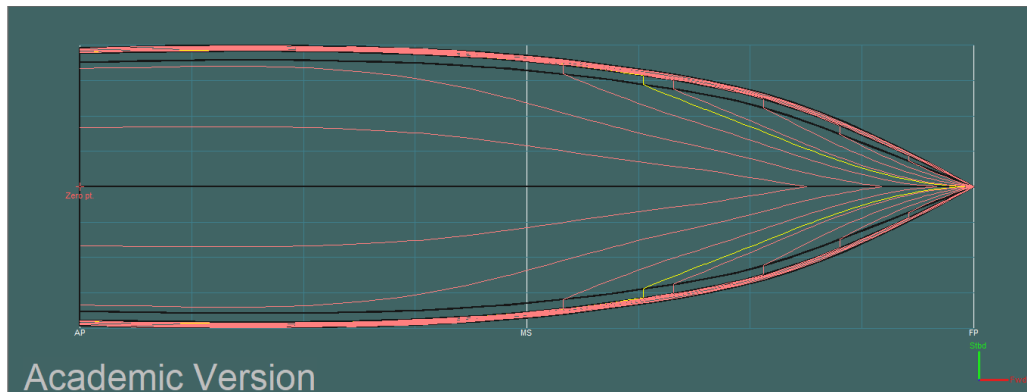
×

	Measurement	Value	Units
1	Displacement	27,78	t
2	Volume (displaced)	27,101	m <sup>3</sup>
3	Draft Amidships	0,900	m
4	Immersed depth	0,900	m
5	Immersed depth amidships	0,894	m
6	WL Length	14,993	m
7	Beam max on WL	4,578	m
8	Beam on WL amidships	4,219	m
9	Wetted Area	59,153	m <sup>2</sup>
10	Max sect. area	2,854	m <sup>2</sup>
11	Sect. area amidships	2,251	m <sup>2</sup>
12	Waterpl. Area	49,206	m <sup>2</sup>
13	Prismatic coeff. (Cp)	0,633	
14	Block coeff. (Cb)	0,439	
15	Max Sect. area coeff. (Cm)	0,693	
16	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,717	
17	LCB length	5,063	from zero pt.
18	LCF length	5,599	from zero pt.
19	LCB %	33,765	from zero pt.
20	LCF %	37,343	from zero pt.
21	KB	0,584	m
22	KG fluid	0,000	m
23	BMT	2,622	m
24	BML	21,224	m
25	GMt corrected	3,206	m
26	GML	21,808	m
27	KMt	3,206	m
28	KML	21,808	m
29	Length:Beam ratio	3,275	
30	Beam:Draft ratio	5,085	

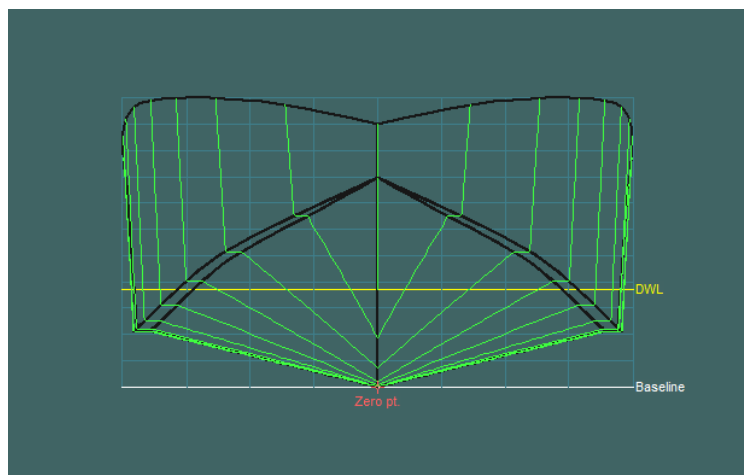
Density (water) 1,025 tonne/m<sup>3</sup>

Figura 27. Hidrostáticas en el calado de diseño.

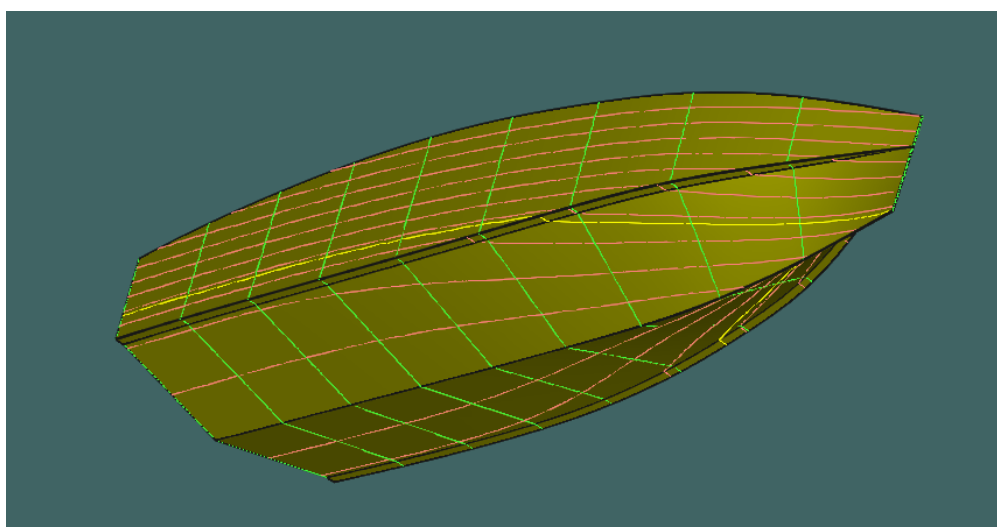
En las imágenes que se muestran a continuación aparecen las formas que han dado como resultado los datos mostrados a lo largo del apartado, y con las que se ha evaluado la resistencia y estabilidad de la embarcación. Se han establecido diez secciones y diez líneas de agua espaciadas equidistantemente a lo largo del modelo para poder ver claramente las formas que se han introducido en Maxsurf.



*Figura 28. Líneas de agua.*



*Figura 29. Vista frontal de las secciones.*



*Figura 30. Perspectiva de las líneas de agua y secciones.*

## Capítulo 4. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA AL AVANCE.

Después de establecer cuáles serán las formas del casco, se ha procedido a calcular la resistencia con tal de saber la potencia necesaria para alcanzar una velocidad determinada. Para calcular la resistencia se hará uso del método de Savitsky ya que es el utilizado para embarcaciones planeadoras.

### 4.1. Componentes de la resistencia.

Cuando un barco navega, la principal oposición que se encuentra en su avance es la resistencia que hace el agua sobre la superficie del casco. Esta resistencia está formada por dos componentes principales que se pueden diferenciar según su origen, la resistencia debida a fenómenos viscosos, y la que tiene su origen en fenómenos gravitacionales. Por tanto:

$$R_{Total} = R_{viscosa} + R_{olas} \quad (6)$$

y:

$$R_{viscosa} = R_{fricción} + R_{presión} \quad (7)$$

Como hemos comentado anteriormente el planeo provoca que la embarcación se eleve sobre el agua y, por tanto, disminuya su superficie mojada. Este hecho reduce sobretodo la resistencia por fenómenos viscosos, ya que esta depende directamente del área de superficie mojada.

#### 4.1.1. Resistencia viscosa: Resistencia por fricción.

La viscosidad es la resistencia que ofrece un fluido a las fuerzas tangenciales que actúan sobre él. Esta fuerza tangencial se puede definir como:

$$F_t = \mu \cdot S \cdot \frac{dv}{dy} \quad (8)$$

Donde:

$F_t$  = Fuerza tangencial en Newtons

$\mu$  = Viscosidad dinámica en  $\frac{N \cdot s}{m^2}$

$S$  = Superficie en  $m^2$

$dv$  = Diferencial de velocidad entre el casco y las aguas libres, en  $m/s$

$dy$  = Diferencial del espesor de la capa de fluido, en metros.

Por lo tanto, la viscosidad genera fuerzas tangenciales. Dichas fuerzas actúan en una región, definida como capa límite, que comprende el espacio entre dos superficies con velocidades distintas que podemos considerar estacionarias, en donde las partículas ven afectada su velocidad relativa con la superficie del cuerpo sólido que perturba el flujo. Dicha velocidad varía desde cero en el cuerpo, hasta la velocidad de la corriente no perturbada por el sólido, siendo los límites de la capa límite en nuestro caso, el casco y las aguas libres.

Como la cantidad de movimiento de las partículas que atraviesan esta región es equivalente a las fuerzas de inercia y deben estar en equilibrio con las fuerzas exteriores que actúan en la superficie y en el interior de la región, se forma el esfuerzo cortante. Este esfuerzo cortante es el causante de la resistencia por fricción.

Para una placa plana el coeficiente de fricción ( $C_f$ ) se puede considerar de la siguiente forma:

$$C_f = \frac{0,075}{(\log_{10}(Rn) - 2)^2} \quad (9)$$

Siendo  $Rn$  el número de Reynolds:

$$Rn = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu} \quad (10)$$

### 4.1.2. Resistencia viscosa: Resistencia de presión por origen viscoso.

Esta resistencia es fruto de las fuerzas normales de la presión contra el casco. Esta presión que ejerce el fluido se ve afectada por la existencia de la capa límite que provoca que el diferencial de velocidad del flujo que viaja dentro la capa sea diferente en proa y popa, y como consecuencia, el gradiente de presiones a lo largo de la eslora es diferente a cero, siendo mayor la presión en proa.

El coeficiente de presión por origen viscoso ( $C_v$ ) se expresa de la siguiente forma:

$$C_v = (1 + k) \cdot C_f \quad (11)$$

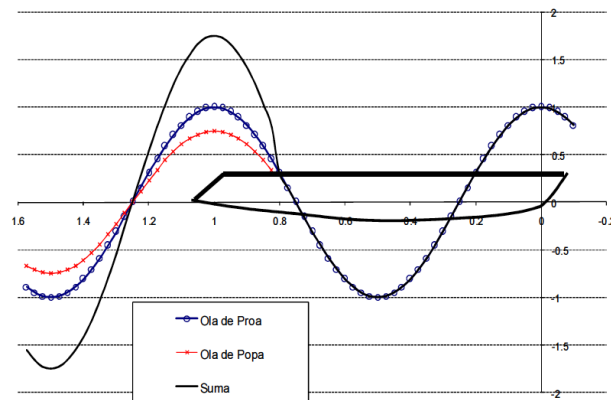
Siendo  $K$  el factor de forma. Este factor indica cuan diferentes son las formas del casco respecto una placa plana.

En los dos casos podemos ver como los coeficientes que definen las resistencias por fricción y de presión por origen viscoso están influenciados por el número de Reynolds y este a su vez lo está por la viscosidad.

#### 4.1.2. Resistencia por formación de olas.

La resistencia por formación de olas es generada por la energía que se pierde en generar olas al empujar el agua fuera del paso que sigue el casco.

Las embarcaciones generan olas a lo largo de su casco, pero existen algunos puntos donde estos trenes de olas son más significativos, estos puntos son la proa, la popa, y los hombros, siendo los mayores y más significativos para la resistencia los trenes de olas de proa y popa.



*Figura 31. Interferencia positiva de trenes de olas en proa y popa. Fuente: Proyecto del buque y artefactos navales.*

Como podemos ver en la figura 31, los distintos trenes de olas interactúan entre ellos para generar interferencias negativas o positivas. Si tenemos en cuenta que la energía que transporta una ola depende del cuadrado de su amplitud, podemos entender que estas interferencias afectan la resistencia por formación de olas y que el casco se debe diseñar para que, en su velocidad de servicio, coincidan los valles y las crestas de las olas formadas en diferentes puntos de la embarcación para así generar interferencias negativas que las cancelen.

Esta componente de la resistencia es pequeña para embarcaciones que navegan a bajas velocidades por lo que la mayoría de su resistencia se debe a fenómenos viscosos. Cuando la embarcación aumenta su velocidad aporta más energía a las olas, lo que aumenta su longitud y amplitud, y por tanto, también la resistencia. Con un número de Froude en torno a 0,4 y 0,5 la longitud de la ola de proa es prácticamente igual que la eslora, por lo que el barco navega dentro del valle de su propia ola de proa. La velocidad a la que se consigue este efecto se conoce como velocidad crítica del casco o velocidad de desplazamiento.

Cuando se supera esta velocidad y la longitud de la ola supera la eslora, la embarcación hunde la popa y levanta la proa como quisiera remontar su propia ola, es en este punto en el que la embarcación iniciará el planeo. Cabe decir que para que un casco pueda superar la velocidad de desplazamiento es necesario que sus formas estén optimizadas para el planeo, de lo contrario, la embarcación no podrá tener la potencia necesaria para superar dicha velocidad de una forma sostenible.



Una vez conseguido el régimen de planeo la tasa de aumento de la resistencia por olas disminuye significativamente, como se puede ver en la figura 32.

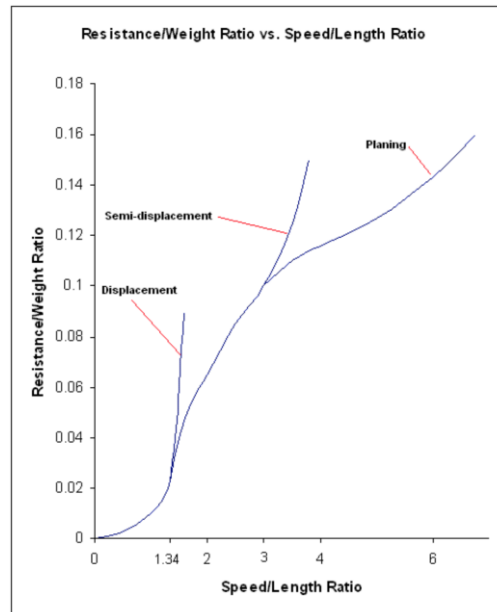


Figura 32. Gráfico de la relación resistencia-peso en función de la relación velocidad-longitud para diferentes tipos de casco. Fuente: *On the subject of high-speed monohulls*.

## 4.2. Cálculo de la resistencia.

### 4.2.1. El método de Savitsky.

El método de Savitsky es el utilizado habitualmente para estimar la resistencia al avance de embarcaciones en condiciones de planeo. Este es un método analítico basado en la experimentación sistemática a partir de la ley de similitud de Froude.

Para desarrollar las ecuaciones que conforman el método, Stavitsky determino un seguido de condiciones para el estudio de los cascos de planeo. En primer lugar, asumió que el casco mantenía una velocidad constante sin sufrir aceleraciones en ninguna dirección. En segundo lugar, considero que el casco tenía un ángulo constante de astilla muerta, un ángulo constante de trimado, y una manga constante a lo largo de toda la superficie mojada. Además, el método solo contempla las condiciones hidrodinámicas por lo que supone que el peso del casco es enteramente soportado por las fuerzas de empuje.

Las ecuaciones que usa el método para determinar la resistencia son las siguientes:

- 1) Coeficiente de velocidad (número de Froude de la manga):

$$C_v = \frac{v}{\sqrt{g \cdot B}} \quad (12)$$

- 2) Coeficiente de empuje de una superficie con astilla muerta:

$$C_{L\beta} = \frac{mg}{\frac{1}{2} \cdot v^2 \cdot B^2 \cdot \rho} \quad (13)$$

- 3) Coeficiente de empuje de una placa plana equivalente:

$$C_{LO} = C_{L\beta} + 0,0065 \cdot \beta \cdot C_{LO}^{0,6} \quad (14)$$

- 4) Relación eslora-manga de la superficie mojada ( $\lambda$ ):

$$C_{LO} = \tau^{1,1} \cdot \left[ 0,012 \cdot \lambda^{0,5} + \frac{0,0055 \cdot \lambda^{2,5}}{C_v^2} \right] \quad (15)$$

Donde  $\tau$  es el ángulo de trimado.

- 5) La velocidad media en el fondo de la superficie de planeo:

$$v_m = v \cdot \left[ 1 - \frac{0,012 \cdot \lambda^{0,5} \cdot \tau^{1,1} - 0,0065 \cdot \beta \cdot (0,012 \cdot \lambda^{0,5} \cdot \tau^{1,1})^{0,6}}{\lambda \cdot \cos(\tau)} \right]^{0,5} \quad (16)$$

- 6) El coeficiente de fricción, que corresponde a la ecuación número 9.

- 7) La resistencia por fricción:

$$D_f = \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho \cdot v_m^2 \cdot \lambda \cdot B^2}{2 \cdot \cos(\beta)} \cdot (C_f + \Delta C_f) \quad (17)$$

Donde  $\Delta C_f$  es la rugosidad.

- 8) Resistencia hidrodinámica total:

$$D = m \cdot g \cdot \tan(\tau) + \frac{D_f}{\cos(\tau)} \quad (18)$$

#### 4.2.2. Procedimiento de cálculo en Maxsurf Resistance.

Para el cálculo de la resistencia se ha hecho uso del programa Maxsurf Resistance. Este programa ofrece una predicción de la resistencia de manera rápida, ya que se obtiene una respuesta inmediata después de seleccionar los parámetros que se quiere estudiar. Esta posibilidad de recibir respuestas rápidas, incluso a partir de varios métodos a la vez, sin la necesidad de efectuar cálculos manuales, es una ventaja a la hora de probar distintas formas.

En primer lugar, se han importado desde Maxsurf Modeler las formas que se han examinado en el capítulo anterior, y seguidamente se ha determinado los métodos de análisis a utilizar, así como el rango de velocidades al que se debe estudiar el casco.

El método seleccionado tal y como hemos comentado en el apartado anterior es el de Savitsky. Como se quieren obtener 50 nudos se ha introducido un rango de velocidades ligeramente superior, de 10 a 60 nudos.

### 4.2.3. Resultados obtenidos.

En este apartado se muestran los resultados que se han obtenido en la estimación de la resistencia.

Velocidad (kn)	Froude (LWL)	Froude (Vol)	Resistencia (kN)	Potencia (kW)	Potencia (CV)
12	0,509	1,137	--	--	
13,5	0,573	1,28	38,86597	269,92413	361,9741585
15	0,636	1,422	41,82097	322,71845	432,7724956
16,5	0,7	1,564	44,08928	374,24453	501,8700952
18	0,764	1,706	45,4396	420,77066	564,2626525
19,5	0,827	1,848	45,90874	460,5412	617,595816
21	0,891	1,99	45,70299	493,7446	662,1223012
22,5	0,955	2,133	45,06387	521,61429	699,4961647
24	1,018	2,275	44,19475	545,65781	731,7390506
25,5	1,082	2,417	43,24257	567,27045	760,7220732
27	1,145	2,559	42,30464	587,61145	787,9997988
28,5	1,209	2,701	41,44143	607,60047	814,8055116
30	1,273	2,844	40,68822	627,95482	842,1011399
31,5	1,336	2,986	40,06376	649,23319	870,6358992
33	1,4	3,128	39,57632	671,87401	900,9977337
34,5	1,464	3,27	39,22768	696,22599	933,6542712
36	1,527	3,412	39,01573	722,57123	968,9838139
37,5	1,591	3,554	38,93611	751,1424	1007,298377
39	1,655	3,697	38,98332	782,13542	1048,860695
40,5	1,718	3,839	39,15137	815,71876	1093,896688
42	1,782	3,981	39,43414	852,04034	1142,60472
43,5	1,846	4,123	39,82569	891,23257	1195,162358
45	1,909	4,265	40,32035	933,41613	1251,731434
46,5	1,973	4,408	40,91282	978,70279	1312,461835
48	2,036	4,55	41,59817	1027,1975	1377,494301
49,5	2,1	4,692	42,37188	1079,00002	1446,962612
51	2,164	4,834	43,22981	1134,20608	1520,995146
52,5	2,227	4,976	44,16816	1192,90833	1599,716146
54	2,291	5,118	45,18348	1255,19703	1683,246654
55,5	2,355	5,261	46,27263	1321,16059	1771,70523
57	2,418	5,403	47,43274	1390,88599	1865,208515
58,5	2,482	5,545	48,66121	1464,45908	1963,871637
60	2,546	5,687	49,95567	1541,96487	2067,808596

Tabla 2. Estimación de resistencia y potencia.

Analizando los valores de la tabla 2 podemos ver que en torno a los 21 nudos la resistencia empieza a disminuir, por tanto, podemos suponer que está entrando en régimen de planeo. Podemos observar que este descenso de la resistencia se mantiene hasta en torno los 37 nudos y entonces vuelve a aumentar, pero de una forma mucho más progresiva que antes de empezar el planeo.

En el siguiente grafico se puede apreciar la evolución de la resistencia a medida que aumenta la velocidad de la embarcación. Se puede diferenciar claramente la joroba en la curva donde el casco inicia la transición del desplazamiento al planeo, y el descenso de la resistencia causado por la reducción de la superficie mojada.

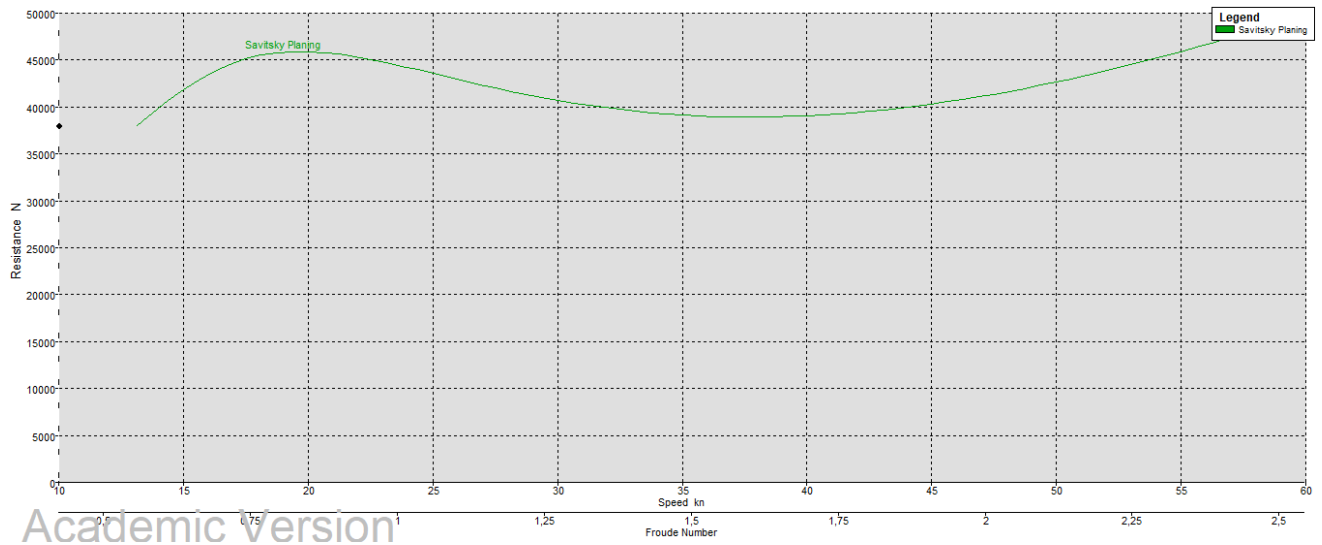


Figura 33. Gráfica de la resistencia en función de la velocidad.

Aunque se vea un descenso en la resistencia, se observa que la potencia no disminuye. Esto es debido a que para mantener el planeo y ganar velocidad se necesita un aporte constante de energía no solo para mover el barco, sino que también para generar el empuje hidrostático necesario. No obstante, sobre los 21 nudos, coincidiendo cuando la embarcación empieza a planear, la potencia asciende de manera más suave.

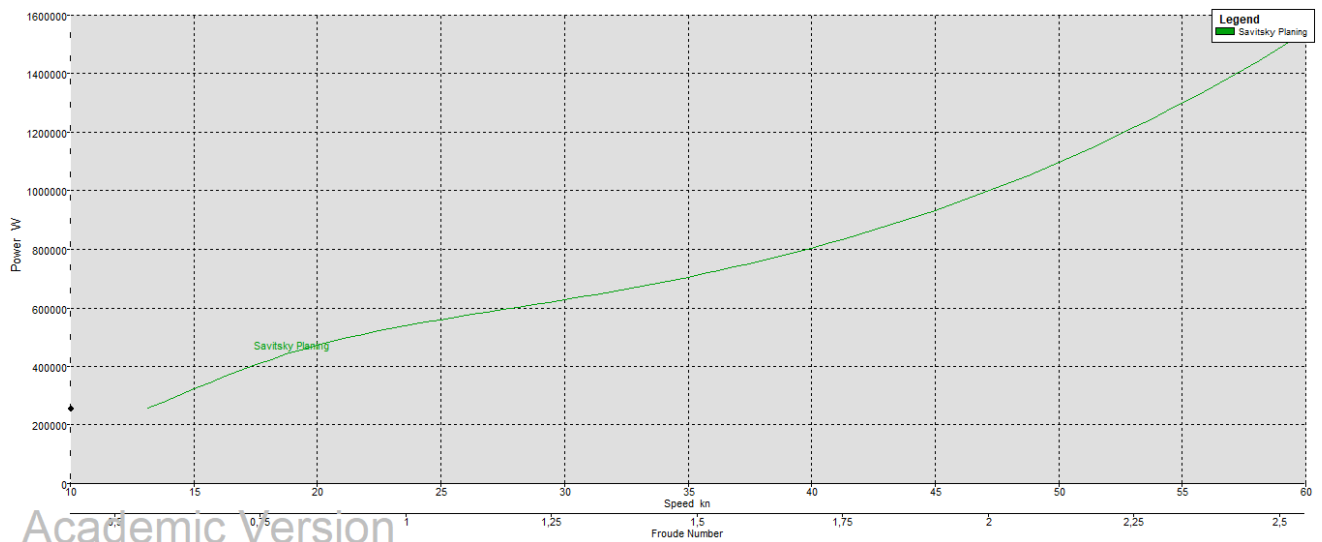


Figura 34. Gráfica de la potencia en función de la velocidad.

Teniendo en cuenta la tabla 2 y los gráficos anteriores, vemos que para poder alcanzar una velocidad de 50 nudos se necesitara un sistema de propulsión capaz de entregar 1520,995 caballos de potencia.

Otra información que nos ofrece Maxsurf Resistance es el trimado de la embarcación en función de la velocidad. El trimado también disminuye con el planeo cuando el centro de empuje se desplaza a popa.

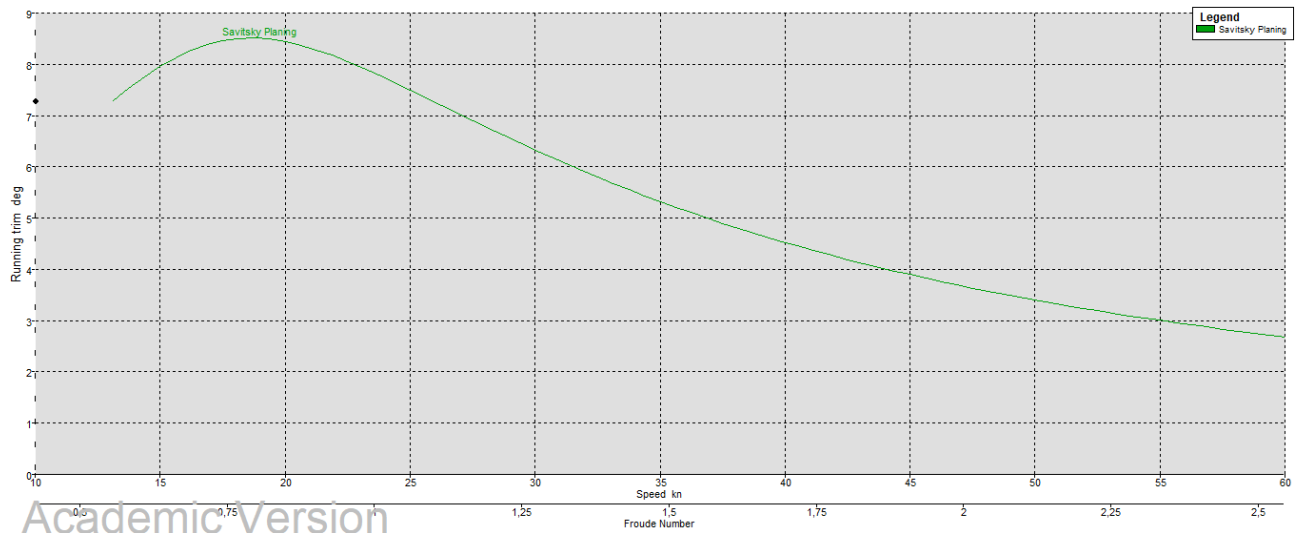


Figura 35. Gráfica del trimado en función de la velocidad.

El trimado máximo obtenido es de 8,5 grados a 19,5 nudos, coincidiendo con el punto en el que la resistencia al avance es máxima (45,91 kN), y el trimado a velocidad máxima es de 3,37 grados. Estos valores de trimado no son ideales, pero se consideran aceptables.

## Capítulo 5. DETERMINACIÓN DEL SISTEMA PROPULSIVO.

Una vez encontrada la resistencia mínima para alcanzar la velocidad de 50 nudos se ha procedido a determinar un sistema propulsivo capaz de entregar dicha potencia. Se debe tener en cuenta que para estas velocidades no solo es necesario escoger una motorización con potencia suficiente, sino que también se debe escoger el propulsor adecuado ya que no todas las hélices tendrán un buen rendimiento a estas velocidades.

### 5.1. Elección del sistema de propulsión.

Se han analizado diversos sistemas de propulsión que podemos encontrar en el mercado y se ha determinado que el sistema que ofrece más ventajas a este rango de velocidades son los jets. A continuación se exponen los motivos por los cuales se ha considerado los jets como la opción más óptima.

#### 5.1.1. Sistema convencional eje-hélice.

El sistema convencional eje-hélice tiene como principal ventaja su relativa sencillez y disponibilidad de recambios en comparación con los otros sistemas contemplados.

Para tan altas velocidad este sistema no es la elección habitual ya que la hélice puede sufrir cavitaciones. Una hélice de paso fijo que podría evitar la aparición de la cavitación sería una con 4 o 5 palas, con una relación de áreas elevada (en torno al 85%) con tal de disminuir el empuje generado por unidad de superficie de las palas. Otra desventaja de estas hélices a altas velocidades es la sensibilidad a pequeños desajustes en su paso medio, o desequilibrio en las palas que pueden causar vibraciones notables. Dando un skew elevado a las palas se pueden evitar vibraciones inherentes al funcionamiento normal de la hélice, pero no las vibraciones causadas por el desajuste de alguno de los parámetros del propulsor.

Además, este tipo de propulsión necesita de timones para maniobrar, que conjuntamente con otros posibles apéndices como por ejemplo arbotantes, aumentan la resistencia al avance al añadir superficie mojada y formas extrañas que pueden perturbar el flujo.

### 5.1.2. Propulsión azimutal.

La propulsión azimutal es un sistema que se ha analizado con especial interés ya que ofrece una excelente maniobrabilidad sin la necesidad de un timón independiente, además de que las hélices pueden mejorar su rendimiento al trabajar con flujos de agua limpios debido a que están suspendidas a cierta profundidad por debajo del casco.

Los propulsores azimutales para embarcaciones de recreo más extendidos en el mercado son los conocidos IPS de Volvo Penta. Los IPS están conformados por un motor intraborda y una góndola orientable con forma de timón, donde va montada una pareja de hélices tractoras contra rotativas que reciben la potencia del motor mediante una transmisión mecánica.

Las ventajas que ofrece este sistema son principalmente la mejora de maniobrabilidad al poder orientar las hélices, la facilidad de instalación y disposición de recambios, y el hecho de que trabaje con hélices contra rotativas ya que aumenta su rendimiento gracias a que la hélice aguas abajo recupera y compensa parte de la energía desperdiciada en el flujo tangencial generado por la primera hélice.

La principal desventaja de este sistema resulta en que el fabricante estipula que su producto podrá trabajar en embarcaciones con una velocidad de máximo 42 nudos. Por lo tanto, los IPS se han descartado por no poder llegar a la velocidad propuesta. También, el sistema de pods azimutales tiene la desventaja de aumentar el calado total de la embarcación de forma significativa.

### 5.1.3. Colas orientables con hélices de superficie.

El sistema de propulsión conocido como cola Arneson, que consiste en una hélice de superficie montada en un eje orientable, es un tipo de propulsión que se ha juzgado viable para su instalación en una embarcación como la del proyecto, aunque finalmente se ha optado por los waterjets.

Las hélices de superficie trabajan con medio diámetro fuera del agua y tienen un alto rendimiento a velocidades elevadas. Estas hélices aprovechan la energía en la tensión superficial del agua para maximizar el empuje y, además, ventilan la cara de succión al coger aire atmosférico con lo que se maximiza la diferencia de presiones entre la cara de presión y de succión. Son fácilmente reconocibles ya que tienen un borde de salida anguloso y un borde de ataque afilado.

En las colas Arneson, este tipo de hélices están sujetas a un brazo móvil mediante pistones hidráulicos que permiten orientar el empuje de la hélice para cambiar el rumbo de la embarcación, y regular el ángulo del brazo respecto la flotación para que la hélice siempre tenga la mitad de su diámetro fuera del agua aunque varíe el trimado del casco. Como este tipo de colas salen desde el espejo no aumentan el calado total.

No obstante, ante oleajes pronunciados es complicado mantener las hélices medio sumergidas de forma constante, por lo que a medida que las hélices se vayan sumergiendo y emergiendo, el motor sufrirá sobrecargas al aumentar y disminuir, de forma drástica y repentina, la carga a la que está sometido.

Este motivo, junto a que las hélices de superficie son más ruidosas y menos seguras, es por lo que se ha elegido a los jets.

#### **5.1.4. Propulsión por jets.**

Las jets son un sistema de propulsión que proporcionan el empuje a partir de un chorro de agua a alta velocidad expulsado por una tobera. El sistema consiste en una tobera de entrada en el fondo del casco por donde se succiona el agua, una bomba que aporta la energía del motor al fluido, y finalmente la tobera de salida por donde se expulsa el agua a alta velocidad, la tobera es orientable por lo que se puede maniobrar el barco dirigiendo el chorro de agua.

Este sistema tiene un alto rendimiento a altas velocidades (generalmente a partir de los 30 nudos) y es perfecto para el planeo ya que trabaja mejor cuando los chorros son expulsados por encima de la superficie del agua, y al estar las toberas en el espejo, quedan descubiertas cuando se entra en régimen de planeo.

La cavitación en los jets es un problema que rara vez aparece ya que el impulsor de la bomba trabaja en un entorno cerrado a alta presión por lo que es difícil que se llegue a la presión de vapor del agua.

Como el impulsor giratorio se encuentra en el interior del barco se disminuye el riesgo para los bañistas en los alrededores de la embarcación.

Otra ventaja que ofrecen los jets es su buena maniobrabilidad al tener un empuje vectorial que puede destinar toda la potencia entregada al cambio de dirección. Para la disminución de velocidad o parada completa los jets cuentan con un deflector que permite disminuir considerablemente el espacio recorrido hasta detenerse por completo.

El calado total es igual al calado máximo del casco ya que no tienen ningún elemento que sobrepase el fondo de la embarcación, por lo que los barcos provistos de jets tendrán más facilidad para navegar en aguas someras. Sin embargo, los tripulantes a cargo de su gobierno deben de tener en cuenta que las rejillas de la tobera se pueden obstruir de algas u otros residuos, o directamente se puede aspirar arena.

Aunque los jets son elementos pesados, debido no solo al propio peso de la maquinaria sino también a el agua que circula por su interior, tienen una alta densidad de potencia lo que puede compensar en según qué aplicaciones el impacto negativo de su peso. De todas formas, en nuestro caso, tener un peso importante tan cerca del espejo no se considera negativo ya que nos interesa retrasa el centro de gravedad para poder tener un trimado positivo.

La principal desventaja es que son menos eficientes que una hélice para navegar a velocidades bajas, aparte de esto, elegir un jet inadecuado para el uso al que se quiere destinar la embarcación puede causar que no sea tan eficiente como se podría esperar.

Por último, otra desventaja es el precio y la complejidad del equipo.

Finalmente se ha optado por elegir el jet como sistema propulsivo de nuestra embarcación por sus prestaciones a altas velocidades y las ligeras ventajas que puede tener frente las hélices de superficie.



## 5.2. Selección de los motores.

Los motores se han seleccionada a partir de la potencia necesaria para vencer la resistencia a 51 nudos, 1520,995 caballos. A esta potencia se ha aplicado un margen de mar del 15% con lo que se ha obtenido una potencia de 1749,14 caballos.

Se ha decidido escoger una motorización capaz de entregar 1800 caballos ya que es más fácil encontrar motores en el mercado que puedan aportar dicha potencia. Igualmente, tenemos que contar con la eficiencia de la transmisión y del jet, por lo que se va a perder una parte de la potencia en este aspecto.

Se ha descartado la opción de un solo motor por ser mucho más grandes, siendo su altura la principal medida limitante, aparte que el peso de un solo motor es mayor que el de dos motores capaces de entregar la mitad de potencia cada uno. Tener dos motores también permite instalar dos jets, hecho que favorecerá la maniobrabilidad.

Por tanto, se ha buscado dos motores de 900 caballos de potencia.

Tras el estudio del mercado se ha optado por dos motores Volvo Penta D13-900. Se trata de unos motores de 6 cilindros en línea, de 4 tiempos, con inyección directa, turbo alimentado y con postenfriador.

Especificaciones Volvo Penta D13-900	
Número y configuración de los cilindros	6 en línea
Diámetro/ Carrera (mm)	131 / 158
Cilindrada (l)	12,78
Peso (kg)	1560
Potencia al cigüeñal @ 2300 rpm (CV)	900
Ratio de compresión	16.5:1

Tabla 3. Especificaciones Volvo Penta D13-900

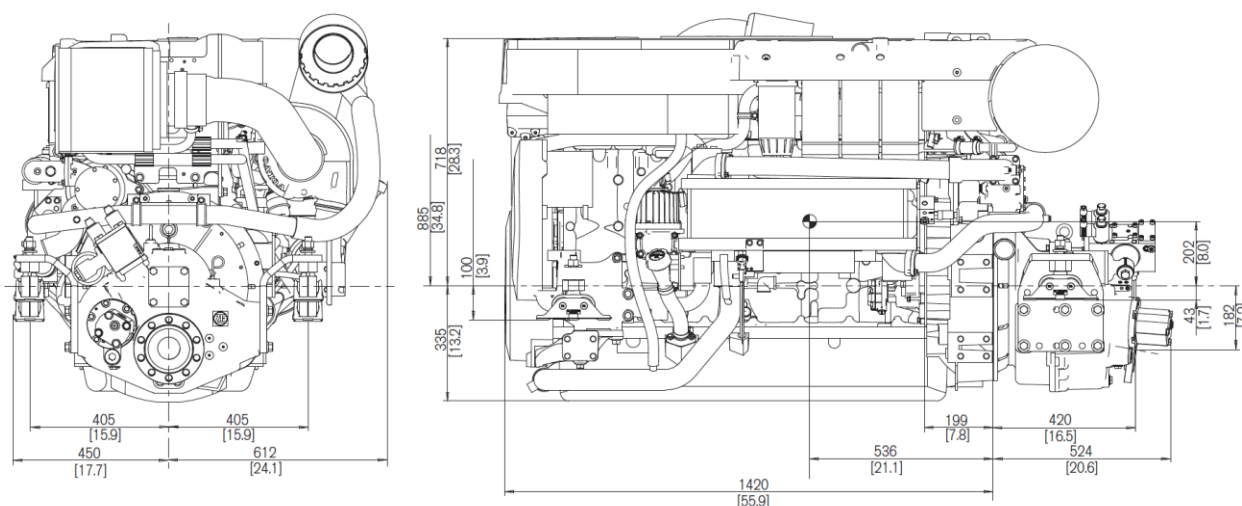


Figura 36. Dimensiones del D13-900. Fuente: Volvo Penta.

### 5.3. Selección de los jets.

Para seleccionar los jets principalmente se ha tenido en cuenta que la potencia máxima que se les puede entregar sea de 900 caballos o superior.

Existen en el mercado dos líneas generales de diseño de jets, por un lado, los que están diseñados para tener una gran eficiencia a altas velocidades (en torno los 50 nudos), y por otro lado, los que están pensados para embarcaciones rápidas (en torno a los 30 nudos) pero que necesitan un gran tiro a punto fijo.

En nuestro caso se tienen en cuenta únicamente los jets optimizados para altas velocidades.

Finalmente se han escogido dos jets HJ 364 fabricados por Hamilton Jet.

Estos jets están diseñados para llegar a velocidades alrededor de 50 nudos y pueden recibir una potencia de máximo 900 caballos y 2500 rpm al eje.

Es difícil predecir el comportamiento de un jet ya que su rendimiento depende de varios factores a parte del propio rendimiento de la bomba, como pueden ser:

- Las pérdidas en la toma de agua.
- Las pérdidas en la tobera.
- Fricción con las paredes del conducto.
- El cambio de altura entre la toma de agua y la tobera.
- La relación de velocidades.

La relación entre las velocidades de salida y de entrada es el factor que más influencia tiene en la eficiencia que puede tener un jet. Una relación de velocidades alta significara que el jet tiene más aceleración y más empuje, pero su pico de eficiencia es menor.

Esta información no es compartida por los fabricantes en las especificaciones de sus productos ya que es un dato crítico del diseño, por tanto, no se ha podido obtener la relación de velocidades del jet seleccionado.

Para los jets del proyecto se han considerado eficiencias obtenidas a partir de otro jet similar en el mercado. Para altas velocidades, la eficiencia de la bomba se puede dividir entre la eficiencia del impulsor, la eficiencia de las paletas del estator, y la eficiencia en la salida. Para nuestros jets se han considerado una eficiencia del impulsor de un 93% aproximadamente, una eficiencia de las paletas del estator del 92%, y una eficiencia en la tobera de salida del 98%. El producto de estos rendimientos nos da un rendimiento total de la bomba del 84%.

A este rendimiento se debe aplicar el rendimiento en la entrada del jet, en torno a un 70%, lo que nos deja con un rendimiento global del jet de un 60 % aproximadamente. El motivo por el cual se aprecia un descenso importante del rendimiento en la toma del jet, es la diferencia de velocidades entre el flujo de agua que entra y el agua que se acumula en el conducto de entrada, esta diferencia de velocidades produce una distorsión en el flujo en la entrada.

El peso de estos jets es de 408 kg, pero además se tienen que sumar 79 kg de agua en el interior de los conductos, lo que hace un total de 486 kg cada jet. Cuando se analiza en Maxsurf se pueden representar los conductos del jet en el modelo como elementos sin flotabilidad, o sumar el peso del agua al centro de gravedad del jet. Para nuestro estudio se ha optado por la segunda opción por ser más rápida.

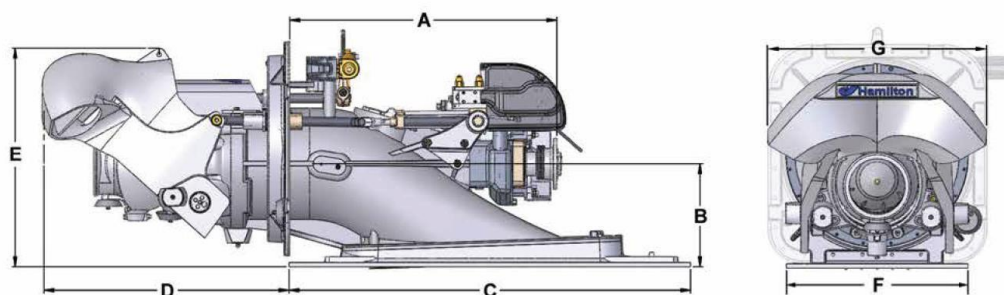


Figura 37. Dimensiones del jet. Fuente: HamiltonJet.

LEYENDA DE LAS DIMENSIONES DEL JET						
A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)
937	360	1410	860	765	621	747

Tabla 4. Leyenda de las cotas de la figura 37.

Se ha estudiado un acoplamiento entre los motores y los jets con una reductora, ya que las vueltas máximas que puede recibir el impulsor son 2500 rpm, mientras que las revoluciones en el cigüeñal del motor son de 2300 rpm. De las reductoras compatibles con el motor escogido, la única que tenía un ratio de reducción que nos aumentaba las vueltas al eje era la MGX-5114SC, con un ratio de 0.93:1.

Con este ratio obtenemos 2473,11 vueltas al eje por minuto, por lo que se aumentan la vueltas que recibe el eje del jet sin exceder las revoluciones máximas permitidas. Un exceso de las vueltas aportadas al jet podría llegar a causar cavitaciones en el impulsor de la bomba o, producir un desgaste prematuro de los componentes.

La instalación de una reductora implica una disminución del 3% en la eficiencia global de la propulsión.

#### 5.4. Dimensionamiento de los tanques de combustible.

Una vez determinado el motor de la embarcación se debe determinar la cantidad de combustible necesaria para que la embarcación tenga la autonomía deseada.

Para la embarcación del proyecto se ha optado por que tenga una autonomía de 400 millas náuticas. Esta autonomía es bastante generosa y permitirá a los ocupantes recorrer grandes distancias sin necesidad de repostar.

A partir de la siguiente formula se puede obtener la cantidad de combustible necesaria para una autonomía determinada.

$$V_T = \frac{A \cdot (n \cdot C)}{v} \quad (19)$$

Sabiendo que:

$A$ , es la autonomía: 400 nm

$n$ , es el número de motores: 2

$C$ , es el consumo del motor: 162 l/h a plena potencia (2300 rpm)

$v$ , es la velocidad: 50 kn

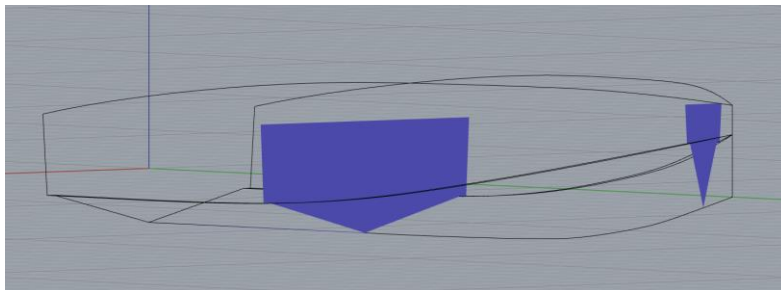
Obtenemos que para recorrer 400 nm a 50 kn con los motores seleccionados necesitaremos unos tanques de combustible capaces de almacenar 2592 litros de diésel.

## Capítulo 6. DISTRIBUCIÓN GENERAL.

Para empezar la distribución general de la embarcación, primeramente, se han determinado la localización del mamparo estanco de la cámara de máquinas y el mamparo de colisión. Estos mamparos determinaran el tamaño de la sala de máquinas y el espacio disponible para el habitáculo del barco.

### 6.1. Mamparos estancos.

El mamparo de proa de la cámara de máquinas se sitúa a 5,55 metros desde el espejo. Y el mamparo de colisión se sitúa a 0,75 metros desde la roda lo que representa un 5% de la eslora entre perpendiculares. El mamparo de colisión se ha situado lo más cerca posible de la roda con tal de tener el máximo de espacio posible debajo de la cubierta.



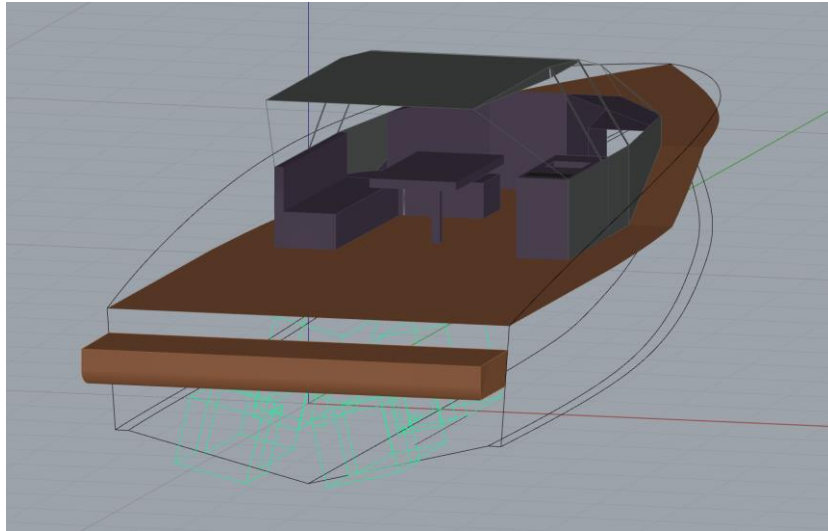
*Figura 38. Vista perspectiva de los mamparos estancos.*

Con esta localización de los mamparos nos quedan 8,69 metros de la eslora libres para instalar el habitáculo de la embarcación.

### 6.2. Cubierta.

La cubierta se conforma de dos partes, la cubierta principal que se encuentra a 1,87 metros de altura respecto el fondo de la embarcación, y la cubierta de proa que se encuentra a 2,43 metros de altura respecto el fondo.

La cubierta principal tiene un largo de 9,36 metros y termina con una plataforma de baño retráctil durante la navegación, que aparte de actuar como plataforma, también cubre las toberas de los jets para que los ocupantes no se golpeen accidentalmente al entrar en el agua. En esta cubierta se encontrará el puesto de mando, la cocina, una mesa, y sofás. Estos elementos estarán situados bajo una caseta, también bajo la caseta estará situada la entrada a la cabina bajo cubierta.



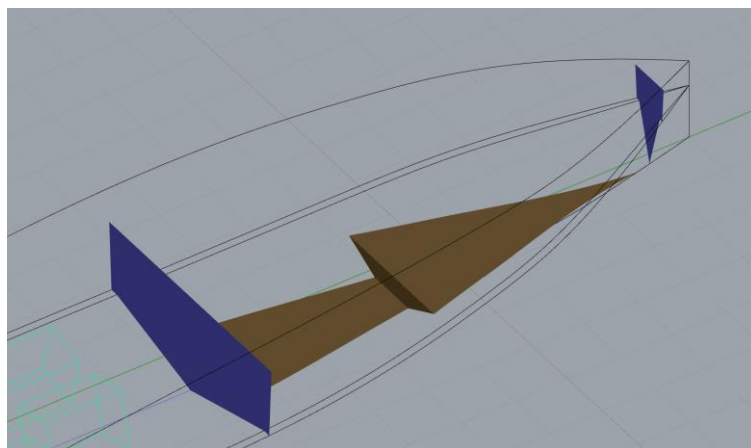
*Figura 39. Render sencillo de la distribución en cubierta.*

La cubierta en proa está más elevada para compensar la curvatura del fondo y poder aumentar la altura de la cabina principal para que sea cómoda para sus ocupantes.

### 6.3. Cabina interior.

El espacio bajo cubierta que se ha diseñado cuenta con 4 camas (1 doble y 3 de individuales) distribuidas en un camarote principal, un camarote individual, y un camarote doble que puede servir como pequeña sala de estar. Bajo cubierta también se encuentran 2 baños, uno de ellos con ducha.

Debido a las formas afiladas de la embarcación ha sido complicado encontrar el equilibrio entre la altura del habitáculo, con la cantidad de superficie plana que se podía conseguir en el suelo. Finalmente, para solucionar este problema se ha situado el suelo a 0,27 metros del fondo en la parte posterior de la cabina y a 0,63 metros en la zona del camarote principal bajo la cubierta de proa. Para cubrir las inclinaciones del casco se han situado las zonas de paso sobre la línea de crujía, mientras que los muebles, inodoros, camas, etc. se han situado en las paredes disimulando de esta forma las inclinaciones.



*Figura 40. Suelos planos de la cabina.*

En el camarote principal, situado a proa, se encuentra el baño con ducha, ya esta es la zona de la cabina con más altura. Nuevamente, debido a las formas afiladas de la proa, se ha tenido que sacrificar parte del espacio detrás del mamparo de colisión por ser inviable la instalación de cualquier cama o mueble, ya que una cama sería incomoda y otro mueble quedaría con una forma un poco particular. En este espacio se situarían la caja de cadenas junto con el ancla, y se podría reservar el espacio restante para almacenamiento de algún tipo de consumible, o la instalación de algún sistema poco pesado.

Todas las puertas en el interior de la cabina son correderas para ocupar menos espacio.

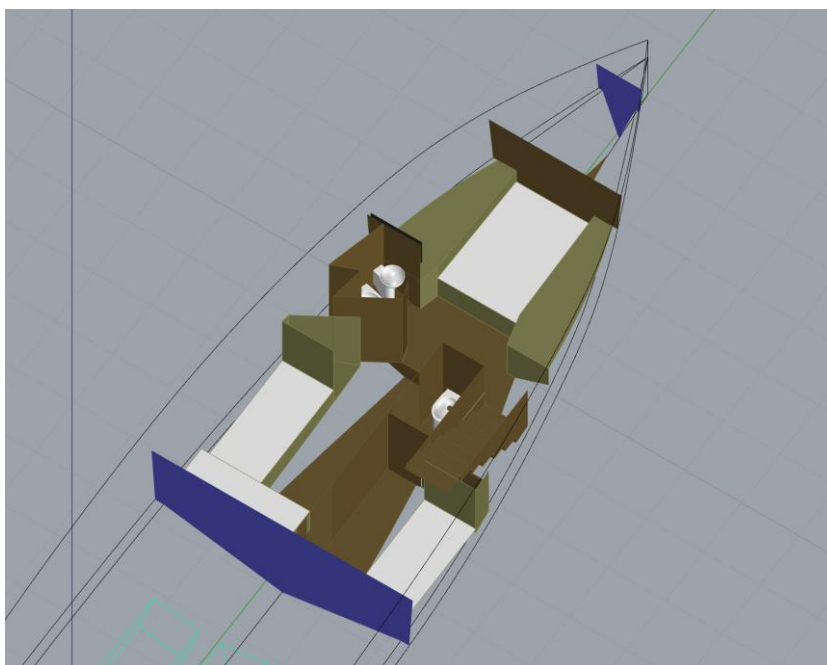


Figura 41. Render de la distribución interior.

#### 6.4. Tanques de combustible y agua dulce.

Los tanques de combustible se han dimensionado a partir del programa Maxsurf Stability para poder saber el volumen que tienen y corroborar que su capacidad suficiente.

Se han confeccionado dos tanques que se han situado junto al mamparo de la cámara de máquina y en cada banda de la crujía. Se ha optado por situarlos junto al mamparo de cámara de máquina (estando por tanto su extremo de proa a 5,5 metros del espejo) para que se encuentren cerca del centro de gravedad y así disminuir el impacto que pueda tener su cambio de peso a medida que se va quemando el combustible, los dos tanques son exactamente iguales para que no afecten a la estabilidad transversal.

	Name	Type	Intact Perm. %	Damaged Perm. %	Specific gravity	Fluid type	Boundary Surfaces	Aft m	Fore m	F.Port m	F.Stbd. m	F.Top m	F.Bott. m
1	Tank comb. est.	Tank	98	98	0,84	Diesel	none	4,250	5,500	1,000	2,100	1,530	0,530
2	Tank comb. bbr.	Tank	98	98	0,84	Diesel	none	4,250	5,500	-2,100	-1,000	1,530	0,530
3	Tank frsh. wtr. est.	Tank	98	98	1	Fresh Water	none	2,800	4,100	1,500	2,100	1,530	0,530
4	Tank frsh. wtr. bbr.	Tank	98	98	1	Fresh Water	none	2,800	4,100	-2,100	-1,500	1,530	0,530

Figura 42. Situación de los tanques de combustible y agua dulce.

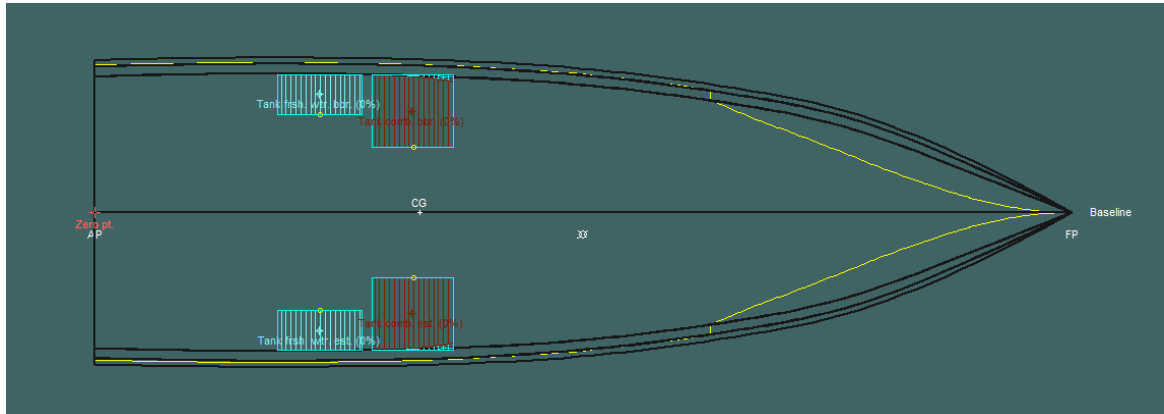


Figura 43. Vista en planta de los tanques.

Con los tanques en las posiciones mostradas en la figura 42, Maxsurf nos da una capacidad de  $1,347 \text{ m}^3$  en cada tanque,  $2,694 \text{ m}^3$  entre los dos, o lo que es lo mismo, 2694 litros. Con esta capacidad cumplimos la cantidad de combustible necesaria de 2592 litros calculada en el apartado 5.4. Si tenemos en cuenta que la densidad del diésel es de  $840 \text{ kg/m}^3$ , cuando los tanques de combustible están completamente llenos tienen un peso de 1,132 toneladas cada uno.

Para los tanques de agua dulce se ha calculado una capacidad 125 litros por persona y por día, por lo que, para seis tripulantes, para dos días, se ha obtenido una capacidad necesaria de 1500 litros de agua dulce. Se ha optado por instalar dos tanques de 750 litros cada uno.

En la figura 42 se pueden ver las posiciones de los tanques de agua dulce. Según estas posiciones los tanques de agua dulce tienen una capacidad  $0,764 \text{ m}^3$  de capacidad, 764 litros. Entre los dos tanques se obtiene una capacidad total de agua dulce de 1528 litros, y un peso de 0,764 toneladas cada uno.



## Capítulo 7. DISEÑO ESTRUCTURAL Y ESCANTILLONADO.

El escantillonado consiste en el cálculo de las dimensiones de los elementos estructurales de un buque. Para el cálculo de estas dimensiones se seguirá la norma ISO 12215-5: 2019 que determina el método de cálculo de las presiones y tensiones de diseño, y las condiciones que se deben cumplir para que los valores se consideren aceptables. Cabe decir que durante la realización de este proyecto entro en vigor la norma ISO 12215-5: 2020. Sin embargo, debido a que se había empezado a trabajar con la norma de 2019 y esta continua vigente durante un período de tiempo, coexistiendo con la norma actualizada antes de quedar anulada y sustituida definitivamente por la de 2020, se ha decidido continuar con el proyecto siguiendo la norma de 2019.

Antes de poder realizar el escantillonado se debe llevar a término el diseño estructural de la embarcación. A continuación se expone la localización de los diferentes elementos estructurales

### 7.1. Disposición de los refuerzos transversales.

Los refuerzos transversales en nuestra embarcación consisten en los dos mamparos estancos comentados en el apartado 6.1, y 10 cuadernas repartidas a lo largo de la eslora.

Las cuadernas y los mamparos se han numerado conjuntamente desde 1 a la prime cuaderna después del espejo, a 12 al mamparo de colisión en proa. Las cuadernas en el habitáculo se distribuyen equidistantemente a lo largo de la eslora. Por el contrario, las cuadernas en cámara de máquinas se distribuyen según los elementos más pesados (jets, motores, tanques de combustible).

-Encontramos la primera cuaderna a 1,45 metros desde el espejo justo en frente del extremo de proa de la placa inferior de la tobera de entrada del jet.

-La segunda cuaderna se encuentra a 2,17 metros del espejo debajo del extremo de popa del motor.

-La cuaderna número 3 está situada a 3,59 metros, debajo del extremo de proa del motor.

-La cuaderna 4 está a 4,40 metros, debajo del extremo de popa del tanque de combustible.

-En la posición 5 nos encontramos con el mamparo de cámara de máquinas a 5,55 metros.

-Las cuadernas desde la 6 a la 11 están separadas la misma distancia de 1,25 metros entre ellas.

-El mamparo de colisión se encuentra a 14,24 metros desde el espejo y a 1,19 metros de la cuaderna 11.

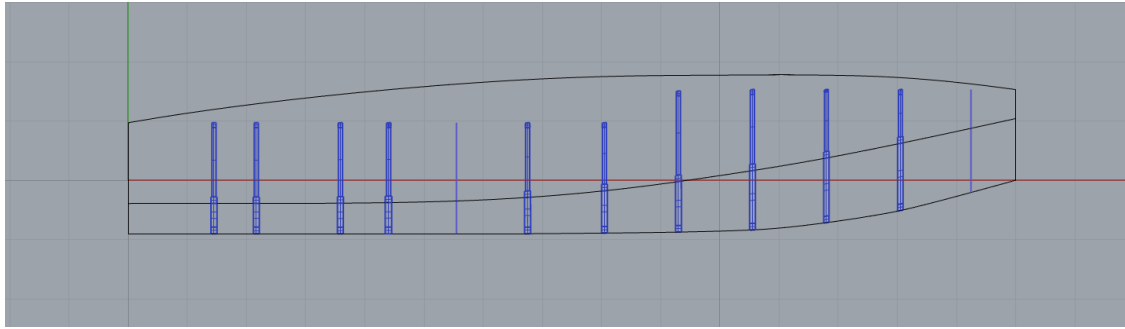


Figura 44. Distribución de cuadernas y mamparos.

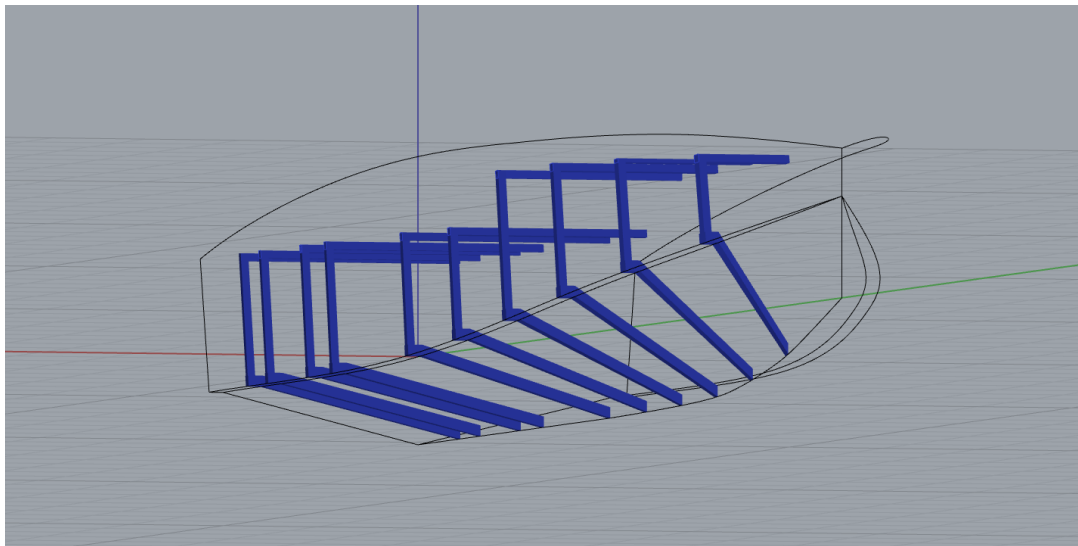


Figura 45. Perspectiva de las cuadernas.

Como se puede ver en la figura 45 únicamente se han representado gráficamente los refuerzos en una de las semimangas. Se ha hecho así para ahorrar tiempo ya que son completamente simétricas y, por tanto, solo es necesario tomar las medidas en una de las semimangas, teniendo siempre en mente el origen de coordenadas para evitar errores.

## 7.2. Disposición de los refuerzos longitudinales.

En el caso de los refuerzos longitudinales se han colocado, aparte de la quilla, 2 refuerzos más en cada banda del fondo y 1 en cada costado.

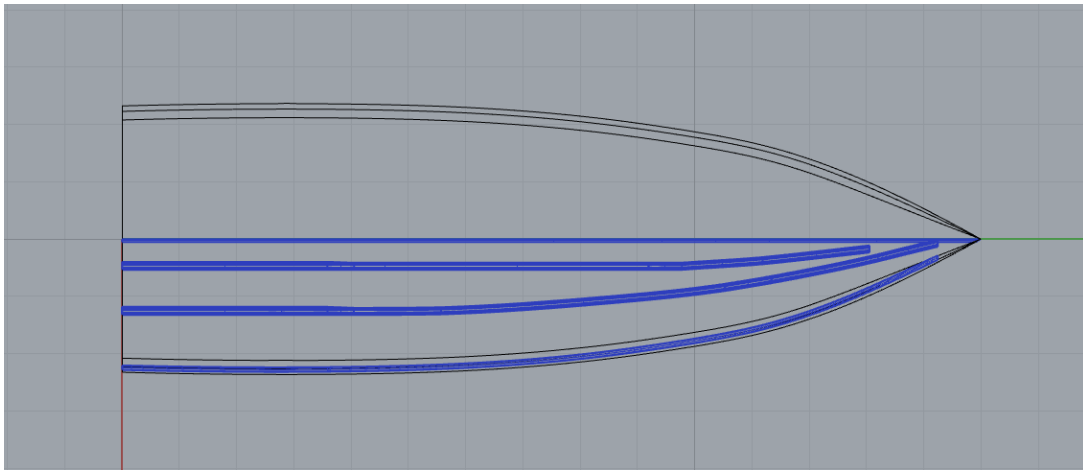
Los dos refuerzos del fondo se colocan a partir de la posición de los motores, de manera que los polines coincidan con los refuerzos para ser atornillados a ellos. Junto con los refuerzos transversales que también pasan por debajo de los extremos de los motores, se pretende conseguir un conjunto de gran solidez que no flexione bajo ninguna situación de carga.

Como el espacio entre estos 2 refuerzos del fondo es mayor que la anchura de la placa inferior de los jets, estos caben perfectamente instalados entre los refuerzos, lo que nos permite no desviar los refuerzos para darles cabida.

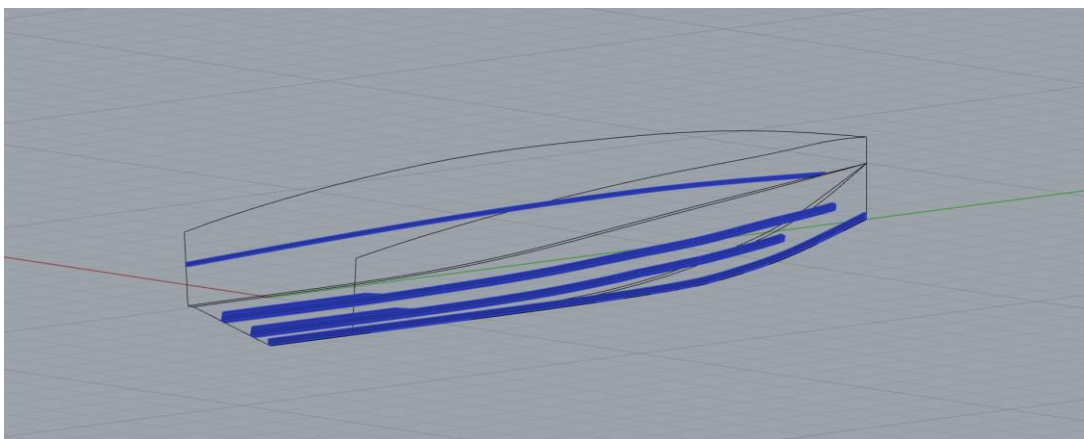
Los refuerzos se han numerado desde la crujía hacia fuera. Siendo entonces para la banda de estribor:

- La quilla es el número 1, situada en la crujía.
- El refuerzo de babor del motor, el 2, con el extremo de popa a 0,49 metros sobre el plano de la crujía.
- El refuerzo a estribor del motor, el 3, con el extremo de popa a 1,27 metros sobre el plano de la crujía.
- El palmejar del costado, el 4, se encuentra en el costado con su extremo de popa a 1,28 metros de altura respecto al fondo.

Para la banda de babor se han designado de la misma forma siendo la quilla el 1 y el resto con los mismos valores negativos.



*Figura 46. Distribución de los refuerzos longitudinales.*



*Figura 47. Perspectiva de los longitudinales.*

Para poder llegar a los polines, el tramo final de los refuerzos se tiene que elevar. Cuando se cambia de elevación de un refuerzo para situar los cimientos del motor, es necesario tener en cuenta que dicha elevación se debe hacer a través de una pendiente para evitar concentraciones de esfuerzos fruto de cambios bruscos de altura.

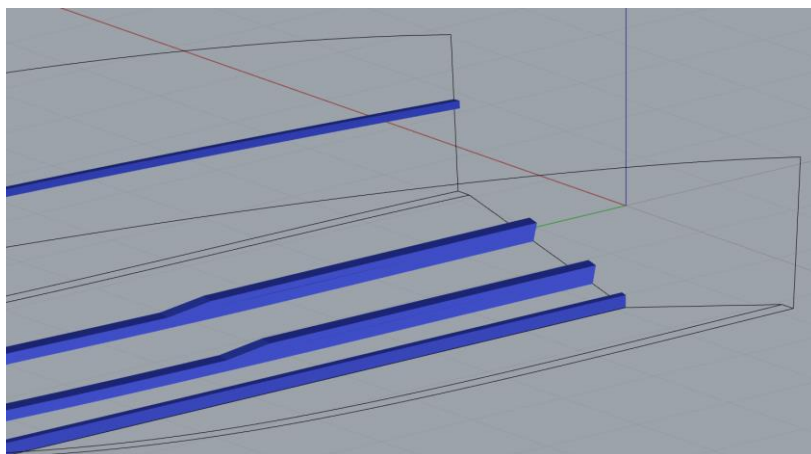


Figura 48. Cimientos del motor de estribor.

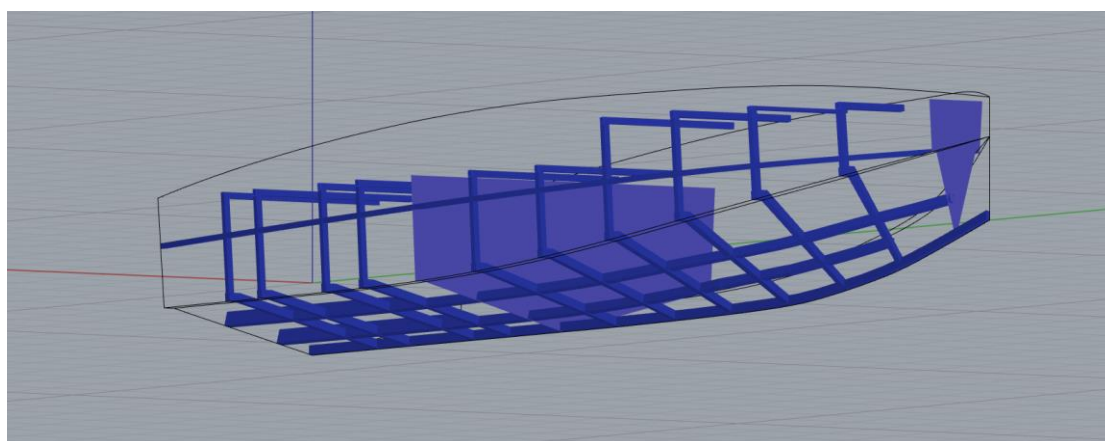
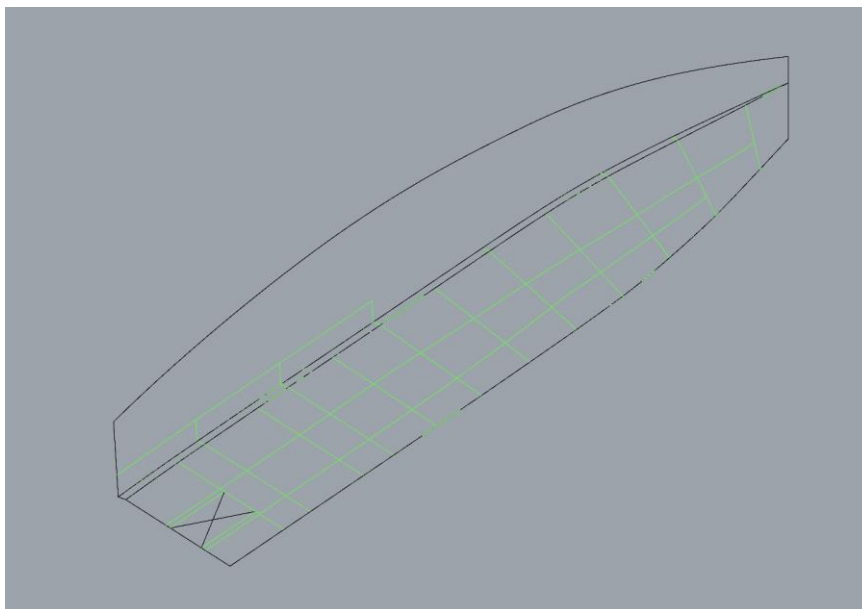


Figura 49. Perspectiva de los refuerzos.

### 7.3. Disposición de las placas del forro.

Los fondos de nuestra embarcación principalmente comprenden el espacio por debajo de los pantoques. Además, se ha añadido como fondo, la zona comprendida entre los primeros 6,75 de la eslora desde el espejo, y 0,39 metros por encima del pantoque vivo, ya que esta parte del casco también queda sumergida por debajo de la línea de flotación con la embarcación en reposo.

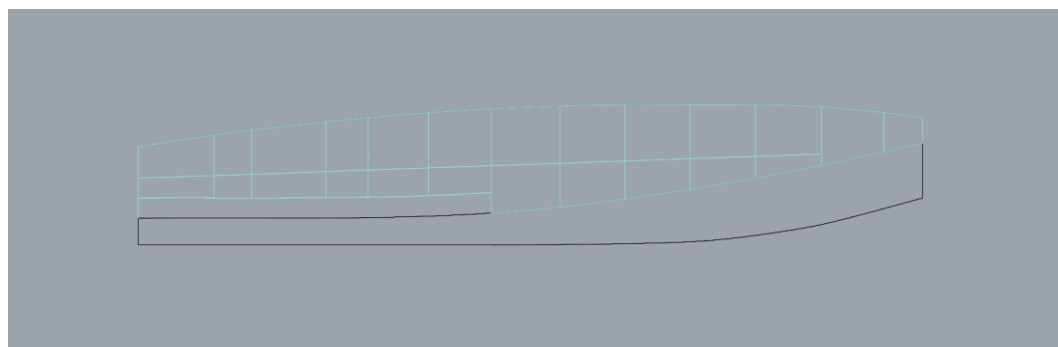
En total el fondo cuenta con 47 placas en cada lado de la crujía, 94 en total. Las placas se numeran empezando desde la popa de la crujía y siguiendo cada fila hacia el exterior para luego continuar con la fila siguiente siempre desde la crujía hacia afuera.



*Figura 50. Placas de fondo (verde claro). Marcado con una cruz se indica la plancha inferior con la toma de agua del jet (no se considera una placa del forro).*

Para determinar las placas de los costados se ha dividido el costado por donde pasa el palmejar de número 4 y por donde pasan las cuadernas.

En cada costado de la embarcación tenemos 24 placas, 48 entre los dos costados. Las placas se numeran empezando por abajo en popa y en sentido ascendente.



*Figura 51. Placas del costado.*

La cubierta es la única zona de la embarcación que no es simétrica debido a la entrada al habitáculo inferior. La banda de la cubierta situada a estribor de la línea de crujía cuenta con 16 placas, por otro lado, la banda de babor cuenta con 17.

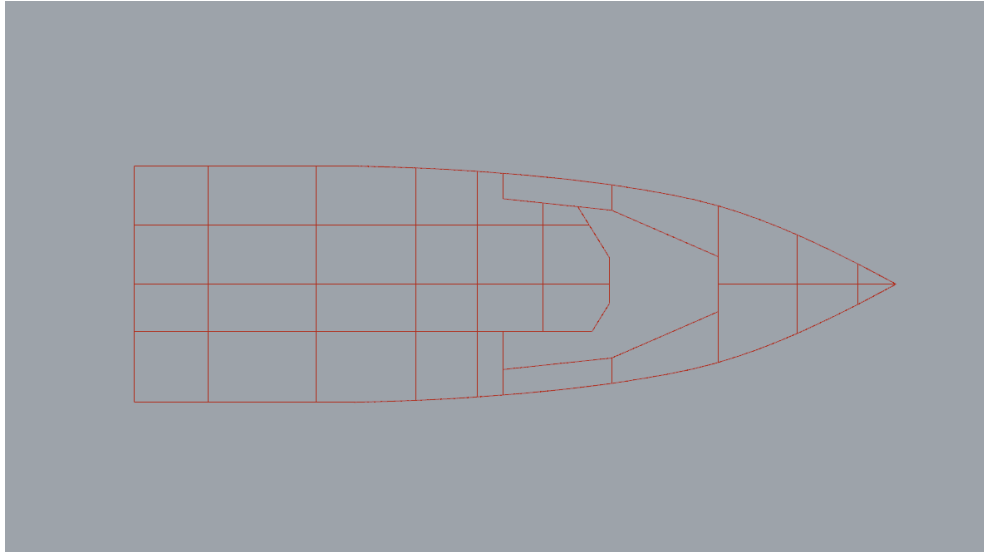


Figura 52. Placas de cubierta.

#### 7.4. Cálculo de las presiones de diseño.

En este apartado se expone el procedimiento para calcular las presiones de diseño que tendrá que soportar el casco del barco. Este procedimiento está detallado según la normativa ISO 12215-5 apartado 8. Las presiones calculadas en este apartado serán necesarias para determinar el espesor que deben tener las diferentes partes del forro, y en consecuencia, para decidir cómo debe ser el laminado del cual se conforme el casco.

##### 7.4.1. Factores de ajuste de presión.

Previamente a calcular las presiones se deben especificar los valores de los factores de ajuste de la presión. Estos factores permiten adaptar los resultados en función del diseño y tipo de embarcación con la cual se trabaja. El procedimiento para determinar los nombrados factores está detallado en la normativa ISO 12215-5 apartado 7.

##### Factor de categoría de diseño ( $k_{DC}$ ):

Este factor ajusta la presión en función de la clase de mar en el que va a trabajar la embarcación según su categoría de diseño. Se obtiene a partir de la tabla 2 de la normativa. Para nuestra embarcación de categoría B el valor de este factor es de 0,8.

### Factor de carga dinámica ( $n_{CG}$ ):

El factor de carga dinámica representa la aceleración de la embarcación medida al nivel del centro de gravedad cuando esta choca con una ola o cuando cae después de atravesar su cresta.

Este factor se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$n_{CG} = 0,32 \cdot \left( \frac{LWL}{10 \cdot B_C} + 0,084 \right) \cdot (50 - \beta_{0,4}) \cdot \frac{v^2 \cdot B_C^2}{m_{LDC}} \quad (20)$$

Donde:

$LWL$  es la eslora en la flotación, 14,99 m.

$B_C$  es la manga en el pantoque, 4,4 m.

$\beta_{0,4}$  es el ángulo del diedro del fondo a un 40% de  $LWL$  desde popa, 14,64°.

$v$  es la velocidad, 50 nudos.

$m_{LDC}$  es el desplazamiento de la embarcación, 27780 kg.

Esta ecuación es válida únicamente cuando el resultado es inferior o igual a 3. En caso contrario se debe usar la siguiente fórmula:

$$n_{CG} = \frac{0,5 \cdot v}{m_{LDC}^{0,17}} \quad (21)$$

En nuestro caso el valor de  $n_{CG}$  para la fórmula 20 ha sido 0,02357 g.

### Factor longitudinal de distribución de presión ( $k_L$ ):

Este factor tiene en cuenta la variación de las cargas en función de la situación del panel en la embarcación. Se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$k_L = \frac{1 - 0,167 \cdot n_{CG}}{0,6} \cdot \frac{x}{LWL} + 0,167 \cdot n_{CG} \quad (22)$$

Para  $\frac{x}{LWL} > 0,6$  el factor  $k_L$  deberá considerarse 1.

Como el valor  $k_L$  depende de  $x$  (posición longitudinal del centro del panel desde proa) es independiente de cada panel y se mostrarán en el anexo A4.

### Factor de reducción de presión según la superficie ( $k_{AR}$ ):

Este factor tiene en cuenta el tamaño del panel para ajustar la presión. La fórmula que nos da este factor es:

$$k_{AR} = \frac{k_R \cdot 0,1 \cdot m_{LDC}^{0,33}}{A_D^{0,3}} \quad (23)$$

Donde:

$k_R$  es el factor del elemento y tipo de embarcación, siendo 1 para las planeadoras.

$A_D$  es el área de diseño del panel en metros cuadrados. Calculada para los costados a partir de:

$$A_D = (l \cdot b) \cdot 10^{-6} \text{ no se debe tomar mayor de } 2,5 \cdot b^2 \cdot 10^{-6}$$

$l$  es la dimensión mayor del panel en milímetros.

$b$  es la dimensión menor del panel en milímetros.

$m_{LDC}$  es la masa del desplazamiento, definida en apartados anteriores.

Como el área de cada placa varia, también lo hace este factor. Los valores de este factor no se deben tomar mayores a 1 ni menores a 0,25.

#### Factor de reducción de presión en el costado ( $k_z$ ):

Este factor interpola la presión del costado entre la presión de los fondos en la flotación y entre la presión de la cubierta en su borde superior. Su fórmula es la siguiente:

$$k_z = \frac{Z - h}{Z} \quad (24)$$

Donde:

$Z$  es la altura superior del casco por encima de la flotación, en metros.

$h$  es la altura del centro del panel por encima de la flotación, en metros.

Este factor es nuevamente diferente para cada placa del costado.

#### 7.4.2. Presiones de diseño en los fondos.

A continuación, se muestran las ecuaciones para calcular las presiones de diseño que afecta a los fondos. Estas ecuaciones difieren según si la embarcación este navegando en condiciones de planeo o de desplazamiento, por este motivo, se deben calcular las presiones en las modalidades de desplazamiento y planeadora, para escoger como presión de diseño la que sea menos favorable.

#### Cálculo para modalidad de desplazamiento ( $P_{BMD}$ ):

Para el cálculo en modalidad de desplazamiento se debe elegir el mayor resultado de entre las siguientes fórmulas:

$$P_{BMD} = P_{BMD \text{ BASE}} \cdot k_{AR} \cdot k_{DC} \cdot k_L \quad (25)$$

$$P_{BM \text{ MÍN}} = 0,45 \cdot m_{LDC}^{0,33} + (0,9 \cdot LWL \cdot k_{DC}) \quad (26)$$



Donde:

$$P_{BMD\ BASE} = 2,4 \cdot m_{LDC}^{0,33} + 20 \quad (27)$$

#### Cálculo para modalidad planeadora ( $P_{BMP}$ ):

La presión en los fondos de una embarcación que navega en modalidad planeadora es el mayor resultado de las fórmulas que siguen:

$$P_{BMP} = P_{BMP\ BASE} \cdot k_{AR} \cdot k_L \quad (28)$$

$$P_{BM\ MÍN} = 0,45 \cdot m_{LDC}^{0,33} + (0,9 \cdot LWL \cdot k_{DC}) \quad (26)$$

Donde:

$$P_{BMP\ BASE} = \frac{0,1 \cdot m_{LDC}}{LWL \cdot B_C} \cdot (1 + k_{DC}^{0,5} \cdot n_{CG}) \quad (29)$$

Después de los cálculos la mayor presión se ha encontrado en los paneles número 5 de estribor y babor en modalidad de desplazamiento, con una magnitud de  $59,741\ kN/m^2$ .

#### 7.4.3. Presiones de diseño en los costados.

Nuevamente se tienen que calcular las presiones en modalidad de desplazamiento y planeadora para finalmente seleccionar la mayor como presión de diseño. Generalmente en modalidad de desplazamiento las presiones serán mayores ya que en planeo los costados tendrán menos o nulo contacto con el agua.

#### Cálculo para modalidad de desplazamiento ( $P_{SMD}$ ):

Se debe elegir el mayor valor de las siguientes ecuaciones:

$$P_{SMD} = [P_{DM\ BASE} + k_Z \cdot (P_{BMD\ BASE} - P_{DM\ BASE})] \cdot k_{AR} \cdot k_{DC} \cdot k_L \quad (30)$$

$$P_{SM\ MÍN} = 0,9 \cdot LWL \cdot k_{DC} \quad (31)$$

Donde:

$P_{BMD\ BASE}$  corresponde a la ecuación número 27.

$$P_{DM\ BASE} = 0,35 \cdot LWL + 14,6 \quad (32)$$

**Cálculo para modalidad planeadora ( $P_{SMP}$ ):**

Se elige el mayor resultado de las siguientes ecuaciones:

$$P_{SMP} = [P_{DM\,BASE} + k_Z \cdot (0,25 \cdot P_{BMP\,BASE} - P_{DM\,BASE})] \cdot k_{AR} \cdot k_{DC} \cdot k_L \quad (33)$$

$$P_{SM\,MÍN} = 0,9 \cdot LWL \cdot k_{DC} \quad (31)$$

Donde:

$P_{DM\,BASE}$  corresponde a la ecuación número 32.

$P_{BMP\,BASE}$  corresponde a la ecuación número 29.

Tras realizar los cálculos se ha determinado que el mayor pico de presión se localiza en los paneles número 3 de babor y estribor con un valor de  $42,903 \text{ kN/m}^2$ . Las presiones para la modalidad planeadora tal como se preveía han dado valores bajos, incluso inferiores al mínimo  $P_{SM\,MÍN}$ .

**7.4.4. Presiones de diseño en la cubierta.**

A diferencia de los otros casos, para la cubierta no hay diferenciación entre las presiones en modalidad de planeo y de desplazamiento, ya que no se ve influenciada por el cambio de modalidad.

$$P_{DM} = P_{DM\,BASE} \cdot k_{AR} \cdot k_{DC} \cdot k_L \quad (34)$$

$$P_{DM\,MÍN} = 5$$

Siendo  $P_{DM\,BASE}$  la ecuación 32.

La mayor presión que se ha calculado en la cubierta se encuentra en el panel 12 de babor y tiene un valor de  $8,914 \text{ kN/m}^2$ .

**7.4.5. Presiones de diseño de los mamparos estancos.**

La presión de diseño de los mamparos estancos, según la normativa se calcula como:

$$P_{WB} = 7 \cdot h_B$$

Siendo  $h_B$  la altura de carga de agua.

Aplicando las alturas a los mamparos obtenemos:

$$P_{WB \text{ en C.Máquinas}} = 8,727 \text{ kN/m}^2$$

$$P_{WB \text{ en Colisión}} = 8,120 \text{ kN/m}^2$$

## 7.5. Características del laminado.

Para calcular el espesor necesario del forro del casco y la cubierta debemos saber las propiedades que tiene el material con el que se va a construir. Al ser una embarcación de recreo de alta velocidad se ha decidido hacer su casco a partir de materiales compuestos ya que es la tendencia habitual en el mercado para este tipo de embarcaciones.

### 7.5.1. Materiales escogidos.

Tras estudiar las diferentes opciones disponibles se ha optado por aplicar fibra de carbono para el forro del casco, la cubierta, la caseta, y los suelos y mamparos interiores no estancos.

Para los refuerzos, y los mamparos estancos se ha decidido aplicar fibra de vidrio.

#### Fibra de carbono:

La fibra de carbono se ha aplicado a cubierta, caseta, y elementos de distribución con tal de ahorrar peso ya que con este material se pueden conseguir elementos de gran resistencia a esfuerzos, pero sin perder liviandad.

Para la elección del material del casco se han tenido en cuenta las principales ventajas que tiene el carbono. Tiene una relación resistencia – peso muy alta lo que permite obtener piezas de gran solidez con un menor peso que con otros materiales, y por tanto se puede conseguir mayor velocidad con mayor eficiencia.

Además, el carbono tiene una gran rigidez, esta cualidad permite tener un casco que no se flexa en exceso a altas velocidades. Esta poca flexibilidad también puede ser un problema ya que el casco necesita flexar mínimamente para liberar parte de los esfuerzos a los que está sometido durante la navegación. Aun así, se considera que el carbono es un buen material para un casco y, siempre y cuando sea tratado correctamente, no existe peligro para la integridad de la embarcación.

Otro inconveniente que tiene el carbono es que es un buen conductor de la electricidad, en consecuencia, todos los elementos eléctricos deben estar aislados del casco para evitar que a través de él se conduzca la corriente que, juntamente con el agua salada actuando como electrolito, puede causar problemas de corrosión a los elementos metálicos sumergidos del propio barco, e incluso a otros barcos atracados cerca.

Finalmente, el carbono tiene la capacidad de absorber las señales de wifi. Según Raymarine, para evitar este problema se deben separar los elementos electrónicos unos 10 centímetros de las superficies de carbono.

Para el laminado se ha utilizado una mezcla de Rovings y mats, concretamente carbono de alta resistencia con designación T700 de  $400 \text{ g/m}^2$ , y MAT300 con un gramaje de  $300 \text{ g/m}^2$ .

#### Fibra de vidrio:

Para los mamparos y el recubrimiento de los refuerzos se ha elegido la fibra de vidrio. El motivo para elegir este material es principalmente el hecho de que tiene más resistencia a los impactos que el carbono, lo que es un motivo interesante para aplicarlo en los mamparos estancos, sobre todo para el

de colisión. En general también es poco propenso a sufrir fallos catastróficos por un aumento de las cargas.

Otro motivo es el precio, es mucho menor que el de la fibra de carbono por lo que haciendo algunos laminados en vidrio, aunque las prestaciones mecánicas sean en general inferiores a las del carbono, se puede disminuir el precio de la embarcación.

El laminado que se ha aplicado en el proyecto es nuevamente una mezcla entre tejidos Roving y mats a partir de fibra de vidrio tipo E teniendo unos gramajes de  $500 \text{ g/m}^2$  los Rovings y  $300 \text{ g/m}^2$  los mats

### 7.5.2. Cálculo de propiedades mecánicas.

Para obtener los espesores de los laminados, así como para calcular las dimensiones de los refuerzos en futuros apartados, es necesario calcular las propiedades de los laminados propuestos. Estos cálculos se efectúan siguiendo las indicaciones de la normativa ISO 12215-5 anexo C.

#### Contenido en masa de fibra ( $\psi$ ):

A continuación, se expone el cálculo del contenido de masa en fibra para un laminado Roving-MAT tanto de fibra de vidrio como de fibra de carbono.

- Para el vidrio:

$$\psi_{\text{vidrio}} = 0,46 - 0,18 \cdot R \quad (35)$$

Donde R se define como:

$$R = \frac{\text{masa total del MAT (kg/m}^2\text{)}}{\text{masa total del laminado (MAT y roving)(kg/m}^2\text{)}} \quad (36)$$

Sustituyendo por nuestros valores para obtenemos el siguiente valor de R:

$$R = \frac{300}{300 + 500} = 0,375$$

Aplicando R a la ecuación 35 obtenemos el contenido en masa de fibra del laminado en fibra de vidrio:

$$\psi_{\text{vidrio}} = 0,4775$$

- Para el carbono:

$$\psi_{\text{carbono}} = 0,99 \cdot \psi_{\text{vidrio}} \quad (37)$$

Se recalcula el contenido en masa de fibra del vidrio con los gramajes de MAT y roving de carbono especificados en el apartado 7.5.1:

$$\psi_{\text{vidrio}} = 0,4657$$

Con este dato obtenemos la masa en fibra del carbono:

$$\psi_{\text{carbono}} = 0,3811$$

**Resistencia de rotura por compresión ( $\sigma_{uc}$ ):**

Se obtiene a partir de las fórmulas que aparecen en las tablas C.4 y C.5 de la normativa, para el vidrio y el carbono respectivamente.

- Para el vidrio:

$$\sigma_{uc} = 150 \cdot \psi + 72 \quad (38)$$

Aplicando nuestro valor de contenido en masa de fibra de vidrio obtenemos:

$$\sigma_{uc} = 143,625 \text{ N/mm}^2$$

- Para el carbono:

$$\sigma_{uc} = 610 \cdot \psi - 55 \quad (39)$$

Aplicando el contenido en masa de carbono obtenemos:

$$\sigma_{uc} = 177,445 \text{ N/mm}^2$$

**Resistencia de rotura por tracción ( $\sigma_{ut}$ ):**

- Para el vidrio:

$$\sigma_{ut} = 800 \cdot \psi^2 - 80 \cdot \psi + 37 \quad (40)$$

Sustituyendo por los datos obtenemos:

$$\sigma_{ut} = 181,205 \text{ N/mm}^2$$

- Para el carbono:

$$\sigma_{ut} = 990 \cdot \psi - 90 \quad (41)$$

Sustituyendo los datos obtenemos:

$$\sigma_{ut} = 287,247 \text{ N/mm}^2$$

**Resistencia de rotura por flexión ( $\sigma_{uf}$ ):**

- Para el vidrio:

$$\sigma_{uf} = 502 \cdot \psi^2 + 107 \quad (42)$$

Aplicando los datos se obtiene:

$$\sigma_{uf} = 221,459 \text{ N/mm}^2$$

- Para el carbono:

$$\sigma_{uf} = \frac{2,5 \cdot \sigma_{ut}}{1 + \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_{uc}}} \quad (43)$$

Sustituyendo los parámetros de propiedades del material calculados anteriormente obtenemos:

$$\sigma_{uf} = 274,217 \text{ N/mm}^2$$

Observando los resultados obtenidos podemos ver como todas las resistencias mínimas (tensiones de rotura) son mayores para las fibras de carbono, lo que nos confirma las excelentes propiedades mecánicas que posee este material.

#### **Tensión de diseño ( $\sigma_d$ ):**

Esta tensión es necesaria para poder calcular el espesor de las chapas ya que determina la tensión máxima global que la normativa considera que puede aguantar el material sin sufrir ningún daño, ya que se trata de un margen de seguridad, lo que evidentemente afecta al espesor necesario. La fórmula se obtiene en el apartado 10.2.1 de la norma ISO 12215-5, y se calcula de la misma manera independientemente del material siempre que sea un laminado a una sola capa.

$$\sigma_d = 0,5 \cdot \sigma_{uf} \quad (44)$$

- Para el vidrio obtenemos una tensión de diseño de:

$$\sigma_d = 110,730 \text{ N/mm}^2$$

- Para el carbono obtenemos una tensión de diseño de:

$$\sigma_d = 137,108 \text{ N/mm}^2$$

#### **Tensión de diseño a la tracción ( $\sigma_{dt}$ ):**

Tanto esta tensión, como todas las propiedades que se calcularan posteriormente hasta finalizar el apartado, se calculan únicamente para la fibra de vidrio, ya que se usaran posteriormente en el apartado 7.7 para el cálculo de los refuerzos. Las fórmulas usadas se obtienen del apartado 11.3 de la norma ISO 12215-5.

$$\sigma_{dt} = 0,5 \cdot \sigma_{ut} \quad (45)$$

Aplicando la resistencia a la tracción calculada obtenemos:

$$\sigma_{dt} = 90,602 \text{ N/mm}^2$$

#### **Tensión de diseño a la compresión ( $\sigma_{dc}$ ):**

Se aplica un 50% a la resistencia a la rotura por compresión:

$$\sigma_{dc} = 0,5 \cdot \sigma_{uc} \quad (46)$$

Sustituyendo el valor de  $\sigma_{uc}$  obtenemos:

$$\sigma_{dc} = 71,812 \text{ N/mm}^2$$

**Resistencia de rotura por cizalla en el plano ( $\tau_u$ ):**

Se obtiene a partir de la fórmula:

$$\tau_u = 80 \cdot \psi + 38 \quad (47)$$

Aplicando valores obtenemos:

$$\tau_u = 76,200 \text{ N/mm}^2$$

**Tensión de diseño a la cizalla ( $\tau_d$ ):**

Se obtiene a partir de la fórmula siguiente:

$$\tau_d = 0,5 \cdot \tau_u \quad (48)$$

Aplicando el valor calculado anteriormente obtenemos:

$$\tau_d = 38,100 \text{ N/mm}^2$$

**Módulo elástico en el plano ( $E$ ):**

Se obtiene a partir de la fórmula:

$$E = 38000 \cdot \psi - 5000 \quad (49)$$

Sustituyendo valores obtenemos:

$$E = 13145 \text{ N/mm}^2$$

## 7.6. Cálculo del espesor de las placas.

### 7.6.1. Factores para el cálculo del espesor.

Al igual que con el cálculo de las presiones, para calcular el espesor de las placas se necesita primeramente determinar los factores que darán información de la geometría del panel. Estos factores se calculan a partir del procedimiento expuesto en el apartado 10.1 de la normativa ISO 12215-5.

**Factor de alargamiento del panel por resistencia a la flexión ( $k_2$ ):**

El factor de alargamiento se puede encontrar mediante la tabla 5 de la normativa o ser calculado por la fórmula que aparece en la misma tabla, en caso de que las relaciones  $l/b$  de los paneles con los que se trabaja no aparezcan en dicha tabla.

$$k_2 = \frac{0,271 \cdot (l/b)^2 + 0,919 \cdot (l/b) - 0,554}{(l/b)^2 - 0,313 \cdot (l/b) + 1,351} \quad (50)$$

Tras calcular las relaciones  $l/b$  se calculan los valores de  $k_2$  para cada panel.

**Factor de corrección de la curvatura ( $k_c$ ):**

Este factor tiene en cuenta la curvatura que pueda tener el panel. Existen varias formas de calcularlo según el valor de la relación  $c/b$ , tal y como se expresa en la tabla 4.

La  $c$  el abombamiento del panel, expresado en milímetros, y medido entre los extremos interiores de los refuerzos (ver figura 53).

El  $k_c$  se aplica de igual manera a paneles con abombamientos convexos y cóncavos.

$c/b$	$k_c$
0 a 0,03	1
0,03 a 0,18	$1,1 - \frac{3,33 \cdot c}{b}$
> 0,18	0,5

Tabla 5. Factor de corrección de curvatura  $k_c$ . Fuente: ISO 12215-5.

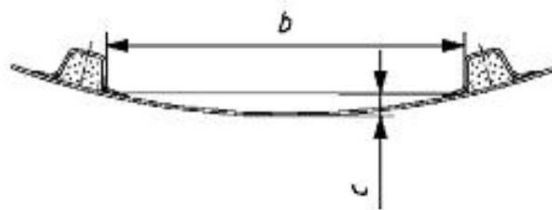


Figura 53. Medición de la curvatura de un panel. Fuente: ISO 12215-5.

**7.6.2. Espesor mínimo de las placas.**

Para calcular el espesor mínimo ( $t$ ) de las placas del casco se usa la siguiente fórmula que indica la normativa:

$$t = b \cdot k_c \cdot \sqrt{\frac{P \cdot k_2}{1000 \cdot \sigma_d}} \quad (51)$$

Todas las variables ya se han especificado en apartados anteriores, el resultado se da en milímetros.

Se ha calculado el espesor para todas las placas y se han escogido los mayores valores de cada parte del casco como el espesor mínimo que debe tener el laminado en esa zona. A continuación, se muestran los resultados obtenidos.

ZONA	ESPESOR MÍNIMO(mm)
Fondo	8,807
Costado	8,026
Cubierta	5,195

Tabla 6. Espesores mínimos según las zonas del casco.



## 7.7. Cálculo de los refuerzos.

En este apartado se expone el procedimiento que se ha utilizado para el cálculo de las dimensiones mínimas que deben tener los refuerzos de la embarcación. El procedimiento seguido corresponde al indicado en el apartado 11 de la norma ISO 12215-5.

### 7.7.1. Factores y datos para el cálculo de los refuerzos.

Para calcular las dimensiones mínimas se han necesitado calcular los factores correspondientes para ajustar los resultados a las dimensiones y formas concretas de nuestros refuerzos.

#### Factor de ajuste por curvatura de los refuerzos ( $k_{CS}$ ):

El valor de este factor varía en función del valor de la relación  $c_u/l_u$ , tal y como se muestra en la tabla 6.  $c_u$  corresponde al abombamiento del refuerzo, en milímetros, y  $l_u$  corresponde a la luz entre los apoyos de los refuerzos, en milímetros.

$c_u/l_u$	$k_{CS}$
0 a 0,03	1
0,03 a 0,18	$1,1 - 3,33 \cdot (c_u/l_u)$
> 0,18	0,5

Tabla 7. Factor de ajuste por curvatura  $k_{CS}$ . Fuente: ISO 12215-5.

Se calcula este factor para cada uno de los refuerzos.

#### Factor de superficie de cizalla ( $k_{SA}$ ):

Este factor de superficie de cizalla debe tomarse según la disposición del refuerzo.

Para refuerzos unidos al costado,  $k_{SA} = 5$

Para refuerzos flotantes,  $k_{SA} = 7,5$

#### Chapa de costado asociada ( $b_e$ ):

Se trata de la zona de la placa del casco adyacente a un refuerzo y que trabaja a flexión. Para las placas de material compuesto FRP se calcula como:

$$b_e = 20 \cdot \tau \quad (52)$$

Para las placas de costado de nuestra embarcación se ha obtenido un valor de 160,517 milímetros.

### 7.7.2. Dimensiones mínimas de los refuerzos.

Una vez obtenidos los factores y las tensiones necesarias para el cálculo de los refuerzos, se ha procedido a calcular las dimensiones mínimas de los refuerzos siguiendo las pautas de la norma ISO 12215-5 apartado 11.

#### Área del alma ( $A_w$ ):

Es el área de la sección transversal del refuerzo, se expresa en  $cm^2$ , y la normativa la define como:

$$A_w = \frac{k_{SA} \cdot P \cdot s \cdot l_u}{\tau_d} \cdot 10^{-6} \quad (53)$$

Donde.

$s$  es la separación entre refuerzos, en milímetros.

$P$  es la presión de diseño del panel, en  $kN/m^2$ .

El resto de variable han sido definidas con anterioridad.

#### Módulo de inercia ( $SM$ ):

El módulo de inercia mínimo o primer momento de área mínimo, expresado en  $cm^3$ , que deben tener los refuerzos se calcula a partir de:

$$SM = \frac{83,33 \cdot k_{CS} \cdot P \cdot s \cdot l_u^2}{\sigma_d} \cdot 10^{-9} \quad (54)$$

#### Segundo momento de área ( $I$ ):

La normativa indica como valor mínimo del segundo momento de inercia, en  $cm^4$ , el resultado de la siguiente ecuación:

$$I = \frac{26 \cdot k_{CS}^{1,5} \cdot P \cdot s \cdot l_u^3}{k_{1s} \cdot E_{tc}} \cdot 10^{-11} \quad (55)$$

Donde:

$k_{1s} = 0,05$  es el factor de deflexión para los refuerzos.

El resto de variable han sido definidas con anterioridad.

En el anexo A7 se muestran los resultados de este apartado obtenidos para cada uno de los refuerzos.

### Dimensiones mínimas de los refuerzos:

Para determinar la geometría de los refuerzos se utilizan las relaciones que aparecen en el anexo G de la norma ISO 12215-5.

Se ha elegido como geometría de los refuerzos, el sombrero de copa cuadrado. Este tipo de geometría al ser cuadrada es la más equilibrada en términos del espacio que ocupa, en el sentido que son un intermedio entre los sombreros de copa achatados (muy anchos) y los sombreros de copa altos (muy altos).

Las relaciones entre las dimensiones de los sombreros de copa cuadrados son, una anchura en la parte superior de 0,85 veces la anchura de la base, por tanto  $b_c = 0,85 \cdot b_b$ , y su ancho en la base es igual a su altura,  $b_b = h$ .

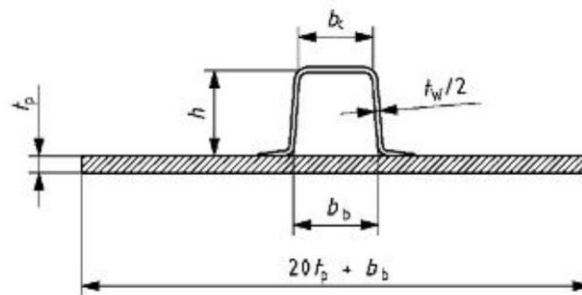


Figura 54. Esquema de un sombrero de copa cuadrado. Fuente: ISO 12215-5.

Para dimensionar los refuerzos se tienen que observar las restricciones que impone la normativa en el apartado 11.7. Este apartado nos indica los siguientes valores máximos:

$h/(t_w/2)$  debe ser como máximo 30.

$b_c/(t_w/2)$  debe ser como máximo 21.

A partir de las áreas del alma de mayor valor obtenidas en los cálculos se ha encontrado un valor aproximado para  $h$  y  $b_b$ . Seguidamente, se ha reducido el valor de  $b_b$  un 15% para determinar un valor para  $b_c$ . A continuación, se muestran los valores estimados según la zona donde se encuentra el refuerzo.

- Para refuerzos del fondo:

$$A_{w \text{ mayor}} = 19,704 \text{ cm}^2$$

Aplicamos la raíz cuadrada para estimar un valor de  $h$  y  $b_b$ :

$$h = b_b = \sqrt{19,704} = 4,439 \text{ cm}$$

Aplicamos el 85% a  $b_b$  para y encontramos  $b_c$ :

$$b_c = 3,773 \text{ cm}$$

El valor de  $t_w$  se obtiene a partir de la masa mínima de fibra seca necesaria para refuerzos ( $W_{MIN}$ ) y la relación entre el espesor y la masa de fibra seca ( $t/W$ ).

Se calcula  $W_{MIN}$ :

$$W_{MIN} = 0,43 \cdot k_5 \cdot (A + k_7 \cdot v + k_8 \cdot m_{LDC}^{0,33}) \quad (56)$$

Donde:

$k_5=1$  para los refuerzos de fibra de vidrio E que contengan hasta un 50% de MAT en masa.

$A=1,5$  para los refuerzos FRP.

$k_7= 0,03$  para los refuerzos FRP situados en los fondos.

$k_8= 0,15$  para los refuerzos en FRP.

Las constantes anteriores se han obtenido a partir de la tabla 14 de la normativa ISO 12215-5.

Substituyendo los valores se obtiene:

$$W_{MIN} = 3,204 \text{ kg/m}^2$$

Se calcula  $t/W$  para el vidrio:

$$t/W = \frac{1}{3,072} \cdot \left( \frac{2,56}{\psi} - 1,36 \right) \quad (57)$$

Substituyendo los valores se obtiene:

$$t/W = 1,302 \text{ mm/(kg/m}^2\text{)}$$

Multiplicando  $W_{MIN}$  por  $t/W$  obtenemos:

$$t_w = 4,173 \text{ mm}$$

Con el espesor de la capa del refuerzo obtenido verificamos las condiciones expuestas al inicio del apartado:

$$h/(t_w/2) = 21,275 < 30$$

$$b_c/(t_w/2) = 18,084 < 21$$

Se cumplen las condiciones de la normativa.

- Para los refuerzos en los costados:

Se han repetido los cálculos para los refuerzos situados en los costados.

$$A_{w \text{ mayor}} = 8,868 \text{ cm}^2$$

A partir del área obtenemos las dimensiones mínimas de los refuerzos:

$$h = b_b = 2,978 \text{ cm}$$

$$b_c = 2,531 \text{ cm}$$

Para obtener el espesor de la capa del refuerzo se calcula  $W_{MIN}$ ,  $t/W$  no varía al no cambiar el material.

$$W_{MIN} = 0,43 \cdot k_5 \cdot (A + k_7 \cdot v + k_8 \cdot m_{LDC}^{0,33}) \quad (56)$$

Donde:

Se mantienen los valores de las variables a excepción de  $k_7$ .

$k_7 = 0$  para refuerzos FRP situados en los costados.

Con el nuevo valor de  $k_7$  obtenemos:

$$W_{MIN} = 2,533 \text{ kg/m}^2$$

A partir de  $W_{MIN}$  y  $t/W$  obtenemos el valor del espesor de la capa del refuerzo:

$$t_w = 3,299 \text{ mm}$$

Verificamos las condiciones de la normativa:

$$h/(t_w/2) = 18,053 < 30$$

$$b_c/(t_w/2) = 15,345 < 21$$

Se cumplen las condiciones impuestas por la normativa.

- Para los mamparos estancos:

Para calcular el espesor mínimo requerido para un mamparo se debe aumentar en 7 veces la altura del mamparo según el apartado 11.8 de la normativa:

$$t_{b \text{ colisión}} = 7 \cdot 1,74 = 12,18 \text{ mm}$$

$$t_{b \text{ c.máquinas}} = 7 \cdot 1,87 = 13,09 \text{ mm}$$

### Reforzado de zonas protegidas:

Hay ciertas zonas del casco, como son la quilla, la roda, o los codillos, que son más vulnerables a varadas o impactos de cuerpos extraños, por lo que se considera que se tienen que reforzar con tal de protegerlas de estos percances. La normativa 12215-6, apartado 7, indica los cálculos que se deben efectuar para el reforzado de estas zonas.

El reforzado consiste en aumentar la masa mínima de fibra que se debe aplicar en el laminado.

- Para la quilla protectora se indica que la masa mínima reforzada debe ser:

$$W_{MIN \text{ reforzada}} = 2,2 \cdot W_{MIN} \quad (58)$$

Aplicando el valor de la masa mínima para los refuerzos del fondo obtenemos:

$$W_{MIN \text{ quilla reforzada}} = 7,048 \text{ kg/m}^2$$

- Para la roda protectora la normativa indica:

$$W_{MIN\ reforzada} = 2 \cdot W_{MIN} \quad (59)$$

Aplicando el valor de la masa mínima para los refuerzos del costado obtenemos:

$$W_{MIN\ roda\ reforzada} = 5,066\ kg/m^2$$

- Para los codillos protectores:

$$W_{MIN\ reforzada} = 1,7 \cdot W_{MIN} \quad (60)$$

Aplicando el valor de la masa mínima para los refuerzos del fondo obtenemos:

$$W_{MIN\ codillo\ reforzado} = 5,446\ kg/m^2$$

## 7.8. Proceso de laminado.

En este apartado se indican la composición capa a capa de los laminados aplicados para que conformen el espesor requerido que se ha calculado en el apartado 7.6.2. Para verificar el laminado se ha hecho uso del software ComposeIT, ofrecido por la sociedad de clasificación Bureau Veritas, que permite simular los laminados y ofrece las propiedades, espesor, y peso que este tendrá.

### 7.8.1. Laminados de fibra de carbono.

Como se ha comentado con anterioridad, para el casco y la cubierta se ha optado por un laminado compuesto por roving de carbono HS de gramaje  $400 \text{ g/m}^2$  y mats de carbono HS con un gramaje de  $300 \text{ g/m}^2$ , la matriz aplicada es resina epoxy. El laminado se obtiene mediante el método por infusión, lo que aporta una gran relación refuerzo-matriz, altas propiedades mecánicas de la pieza, y para piezas de gran tamaño ofrece una mejor relación coste-calidad.

MECHANICAL CHARACTERISTICS			
Thickness:	0.437 mm	Density:	1.526
<b>Elastic Coefficients</b>		<b>Breaking Stresses</b>	
E1:	5.870 Mpa	Sig1 T:	59 Mpa
E2:	123.274 Mpa	Sig1 C:	50 Mpa
G12:	3.860 Mpa	Sig2 T:	1.233 Mpa
G13:	3.474 Mpa	Sig2 C:	1.048 Mpa
G23:	3.474 Mpa	Tau12:	59.83 Mpa
Nu12:	0.013	Tau1L1:	53.85 Mpa
Nu21:	0.275	Tau1L2:	53.85 Mpa

Figura 55. Propiedades mecánicas del Carbono HS Roving.

MECHANICAL CHARACTERISTICS			
Thickness:	0.528 mm	Density:	1.422
<b>Elastic Coefficients</b>		<b>Breaking Stresses</b>	
E1:	31.634 Mpa	Sig1 T:	0 Mpa
E2:	31.634 Mpa	Sig1 C:	0 Mpa
G12:	12.167 Mpa	Sig2 T:	0 Mpa
G13:	1.752 Mpa	Sig2 C:	0 Mpa
G23:	1.752 Mpa	Tau12:	0.00 Mpa
Nu12:	0.300	Tau1L1:	0.00 Mpa
Nu21:	0.300	Tau1L2:	0.00 Mpa

Figura 56. Propiedades mecánicas del Carbono HS MAT.

Para el casco se han aplicado 47 capas intercaladas de mat y roving haciendo un espesor total de 22,71 mm y un peso de  $33,33 \text{ kg/m}^2$ , según el programa ComposeIT.

Para la cubierta, el laminado tiene capas con la misma secuencia que en el casco haciendo un espesor total de 16,92 mm y un peso de  $24,83 \text{ kg/m}^2$

En las tablas que aparecen a continuación se muestran las secuencias de laminado para el forro del casco y la cubierta.

LAMINADO DEL CASCO			
CAPA	MATERIAL	ÁNGULO (°)	ESPESOR (mm)
1	Carbono HS Mat	-	0,53
2	Carbono HS Roving	0	0,44
3	Carbono HS Mat	-	0,53
4	Carbono HS Roving	45	0,44
5	Carbono HS Mat	-	0,53
6	Carbono HS Roving	90	0,44
7	Carbono HS Mat	-	0,53
8	Carbono HS Roving	-45	0,44
9	Carbono HS Mat	-	0,53
10	Carbono HS Roving	0	0,44
11	Carbono HS Mat	-	0,53
12	Carbono HS Roving	45	0,44
13	Carbono HS Mat	-	0,53
14	Carbono HS Roving	90	0,44
15	Carbono HS Mat	-	0,53
16	Carbono HS Roving	-45	0,44
17	Carbono HS Mat	-	0,53
18	Carbono HS Roving	0	0,44
19	Carbono HS Mat	-	0,53
20	Carbono HS Roving	45	0,44
21	Carbono HS Mat	-	0,53
22	Carbono HS Roving	90	0,44
23	Carbono HS Mat	-	0,53
24	Carbono HS Roving	-45	0,44
25	Carbono HS Mat	-	0,53
26	Carbono HS Roving	90	0,44
27	Carbono HS Mat	-	0,53
28	Carbono HS Roving	45	0,44
29	Carbono HS Mat	-	0,53
30	Carbono HS Roving	0	0,44
31	Carbono HS Mat	-	0,53
32	Carbono HS Roving	-45	0,44
33	Carbono HS Mat	-	0,53
34	Carbono HS Roving	90	0,44
35	Carbono HS Mat	-	0,53
36	Carbono HS Roving	45	0,44
37	Carbono HS Mat	-	0,53
38	Carbono HS Roving	0	0,44
39	Carbono HS Mat	-	0,53
40	Carbono HS Roving	-45	0,44
41	Carbono HS Mat	-	0,53
42	Carbono HS Roving	90	0,44
43	Carbono HS Mat	-	0,53
44	Carbono HS Roving	45	0,44
45	Carbono HS Mat	-	0,53
46	Carbono HS Roving	0	0,44
47	Carbono HS Mat	-	0,53
TOTAL:			22,714



En la página anterior se muestra la tabla 8 donde aparece la secuencia de laminado completa para el forro del casco.

LAMINADO DE LA CUBIERTA			
CAPA	MATERIAL	ÁNGULO (°)	ESPESOR (mm)
1	Carbono HS Mat	-	0,53
2	Carbono HS Roving	0	0,44
3	Carbono HS Mat	-	0,53
4	Carbono HS Roving	45	0,44
5	Carbono HS Mat	-	0,53
6	Carbono HS Roving	90	0,44
7	Carbono HS Mat	-	0,53
8	Carbono HS Roving	-45	0,44
9	Carbono HS Mat	-	0,53
10	Carbono HS Roving	0	0,44
11	Carbono HS Mat	-	0,53
12	Carbono HS Roving	45	0,44
13	Carbono HS Mat	-	0,53
14	Carbono HS Roving	90	0,44
15	Carbono HS Mat	-	0,53
16	Carbono HS Roving	-45	0,44
17	Carbono HS Mat	-	0,53
18	Carbono HS Roving	0	0,44
19	Carbono HS Mat	-	0,53
20	Carbono HS Roving	-45	0,44
21	Carbono HS Mat	-	0,53
22	Carbono HS Roving	90	0,44
23	Carbono HS Mat	-	0,53
24	Carbono HS Roving	45	0,44
25	Carbono HS Mat	-	0,53
26	Carbono HS Roving	0	0,44
27	Carbono HS Mat	-	0,53
28	Carbono HS Roving	-45	0,44
29	Carbono HS Mat	-	0,53
30	Carbono HS Roving	90	0,44
31	Carbono HS Mat	-	0,53
32	Carbono HS Roving	45	0,44
33	Carbono HS Mat	-	0,53
34	Carbono HS Roving	0	0,44
35	Carbono HS Mat	-	0,53
TOTAL :			16,92

Tabla 9. Secuencia de laminado de la cubierta.

### 7.8.2. Laminados de fibra de vidrio.

Para los laminados en vidrio se ha aplicado un laminado compuesto por roving de vidrio E con un gramaje de  $500 \text{ g/m}^2$  y mats de vidrio E de gramaje  $300 \text{ g/m}^2$ . Se ha procurado que la última capa del laminado sea de mat ya que por su naturaleza más rugosa que el roving, favorece la adhesión de la pintura y los gel coats. La matriz que se ha aplicado es nuevamente epoxy, al igual que con los laminados de carbono, e igualmente, el proceso de laminado consiste en la infusión por vacío.

MECHANICAL CHARACTERISTICS			
Thickness:	0.461	mm	Density: 1.807
Elastic Coefficients		Breaking Stresses	
E1:	6.411	Mpa	Sig1 T: 115
E2:	32.628	Mpa	Sig1 C: 115
G12:	3.016	Mpa	Sig2 T: 587
G13:	2.715	Mpa	Sig2 C: 587
G23:	2.715	Mpa	Tau12: 45,25
Nu12:	0.058		Tau1L1: 48,87
Nu21:	0.293		Tau1L2: 48,87

Figura 57. Propiedades mecánicas del vidrio E Roving.

MECHANICAL CHARACTERISTICS			
Thickness:	0.477	mm	Density: 1.573
Elastic Coefficients		Breaking Stresses	
E1:	10.273	Mpa	Sig1 T: 159
E2:	10.273	Mpa	Sig1 C: 159
G12:	3.951	Mpa	Sig2 T: 159
G13:	1.483	Mpa	Sig2 C: 159
G23:	1.483	Mpa	Tau12: 79,02
Nu12:	0.300		Tau1L1: 31,88
Nu21:	0.300		Tau1L2: 31,88

Figura 58. Propiedades mecánicas del vidrio E MAT.

Para el recubrimiento de los baos se ha elegido un laminado de 19 capas con un espesor total de 8,92 mm y un peso de  $15 \text{ kg/m}^2$ , este es el laminado más delgado y ligero de todo el casco, con lo que se pretende aligerar las partes superiores de la estructura en beneficio de la estabilidad.

En el recubrimiento de los refuerzos, tanto en los fondos como en los costados, se ha aplicado un laminado de 27 capas con un espesor de 12,67 mm y un peso de  $21,33 \text{ kg/m}^2$ .

Por lo que hace a los mamparos estancos, se ha elegido una estructura tipo sándwich compuesta por un núcleo de foam PVC lineal de  $80 \text{ kg/m}^3$ , y 38 capas intercaladas de mat y roving de fibra de vidrio E (19 a cada banda del núcleo).

Se ha escogido un núcleo de espuma lineal de PVC ya que este material tiene una excelente resistencia a los impactos y a la fatiga, una baja absorción de la humedad, y una ventaja especialmente importante para el mamparo estanco de la cámara de máquinas que es la capacidad de aislamiento térmico y sonoro.

El espesor total de los mamparos es de 32,84 mm, y su peso es de  $31,2 \text{ kg/m}^2$ .

MECHANICAL CHARACTERISTICS					
Elastic Coefficients			Breaking Stresses		
E1:	44	Mpa	Sig1 T:	1,30	Mpa
E2:	44	Mpa	Sig1 C:	0,70	Mpa
G12:	18	Mpa	Sig2 T:	1,30	Mpa
G13:	18	Mpa	Sig2 C:	0,70	Mpa
G23:	18	Mpa	Tau12:	0,80	Mpa
Nu12:	0,250		Tau1L1:	0,80	Mpa
Nu21:	0,250		Tau1L2:	0,80	Mpa

Figura 59. Propiedades mecánicas del núcleo foam PVC lineal de 80 kg/m<sup>3</sup>.

LAMINADO DEL RECUBRIMIENTO DE LOS BAOS			
CAPA	MATERIAL	ÁNGULO (°)	ESPESOR (mm)
1	Vidrio E Mat	-	0,48
2	Vidrio E Roving	0	0,46
3	Vidrio E Mat	-	0,48
4	Vidrio E Roving	45	0,46
5	Vidrio E Mat	-	0,48
6	Vidrio E Roving	90	0,46
7	Vidrio E Mat	-	0,48
8	Vidrio E Roving	-45	0,46
9	Vidrio E Mat	-	0,48
10	Vidrio E Roving	0	0,46
11	Vidrio E Mat	-	0,48
12	Vidrio E Roving	-45	0,46
13	Vidrio E Mat	-	0,48
14	Vidrio E Roving	90	0,46
15	Vidrio E Mat	-	0,48
16	Vidrio E Roving	45	0,46
17	Vidrio E Mat	-	0,48
18	Vidrio E Roving	0	0,46
19	Vidrio E Mat	-	0,48
TOTAL :			8,92

Tabla 10. Secuencia de laminado del recubrimiento de los baos.

LAMINADO DE REFUERZOS EN FONDOS Y COSTADOS			
CAPA	MATERIAL	ÁNGULO (°)	ESPESOR (mm)
1	Vidrio E Mat	-	0,48
2	Vidrio E Roving	0	0,46
3	Vidrio E Mat	-	0,48
4	Vidrio E Roving	45	0,46
5	Vidrio E Mat	-	0,48
6	Vidrio E Roving	90	0,46
7	Vidrio E Mat	-	0,48
8	Vidrio E Roving	-45	0,46
9	Vidrio E Mat	-	0,48
10	Vidrio E Roving	0	0,46
11	Vidrio E Mat	-	0,48
12	Vidrio E Roving	45	0,46
13	Vidrio E Mat	-	0,48
14	Vidrio E Roving	90	0,46
15	Vidrio E Mat	-	0,48
16	Vidrio E Roving	45	0,46
17	Vidrio E Mat	-	0,48
18	Vidrio E Roving	0	0,46
19	Vidrio E Mat	-	0,48
20	Vidrio E Roving	-45	0,46
21	Vidrio E Mat	-	0,48
22	Vidrio E Roving	90	0,46
23	Vidrio E Mat	-	0,48
24	Vidrio E Roving	45	0,46
25	Vidrio E Mat	-	0,48
26	Vidrio E Roving	0	0,46
27	Vidrio E Mat	-	0,48
TOTAL			12,67

Tabla 11. Secuencia de laminado de los recubrimientos de los refuerzos del fondo y el costado.

LAMINADO DE LOS MAMPAROS ESTANCOS			
CAPA	MATERIAL	ÁNGULO (°)	ESPESOR (mm)
1	Vidrio E Mat	-	0,48
2	Vidrio E Roving	0	0,46
3	Vidrio E Mat	-	0,48
4	Vidrio E Roving	45	0,46
5	Vidrio E Mat	-	0,48
6	Vidrio E Roving	90	0,46
7	Vidrio E Mat	-	0,48
8	Vidrio E Roving	-45	0,46
9	Vidrio E Mat	-	0,48
10	Vidrio E Roving	0	0,46
11	Vidrio E Mat	-	0,48
12	Vidrio E Roving	45	0,46
13	Vidrio E Mat	-	0,48
14	Vidrio E Roving	90	0,46
15	Vidrio E Mat	-	0,48
16	Vidrio E Roving	-45	0,46
17	Vidrio E Mat	-	0,48
18	Vidrio E Roving	0	0,46
19	Vidrio E Mat	-	0,48
20	Foam PVC lineal	-	15
21	Vidrio E Mat	-	0,48
22	Vidrio E Roving	0	0,46
23	Vidrio E Mat	-	0,48
24	Vidrio E Roving	-45	0,46
25	Vidrio E Mat	-	0,48
26	Vidrio E Roving	90	0,46
27	Vidrio E Mat	-	0,48
28	Vidrio E Roving	45	0,46
29	Vidrio E Mat	-	0,48
30	Vidrio E Roving	0	0,46
31	Vidrio E Mat	-	0,48
32	Vidrio E Roving	-45	0,46
33	Vidrio E Mat	-	0,48
34	Vidrio E Roving	90	0,46
35	Vidrio E Mat	-	0,48
36	Vidrio E Roving	45	0,46
37	Vidrio E Mat	-	0,48
38	Vidrio E Roving	0	0,46
39	Vidrio E Mat	-	0,48
TOTAL :			32,84

Tabla 12. Secuencia de laminado de los mamparos estancos.

Para corroborar que los valores del espesor de los mamparos obtenidos en la tabla 11 cumplen con el apartado 11.8 de la normativa ISO 12215-5, se deben aplicar las siguientes condiciones:

$$t_s \cdot t_c \geq \frac{t_b^2}{6} \cdot \left( \frac{25}{\sigma_d} \right) \quad (61)$$

y

$$t_s \cdot \frac{t_c^2}{2} \geq \frac{t_b^3}{12} \cdot \left( \frac{4000}{E_{io}} \right) \quad (62)$$

Donde:

$t_c$  es el espesor del núcleo, 15 mm.

$t_b$  es el espesor del mamparo macizo, 32,84 mm.

$\sigma_d$  y  $E_{io}$  están definidos en el apartado 7.5.2.

$t_s$  es la distancia entre las partes medias de las capas del sándwich.

Se obtiene a partir de:

$$t_s = t_c + 0,5 \cdot (t_i + t_o) \quad (63)$$

Donde:

$t_i$  es el espesor de la capa interior del sándwich, 8,92 mm.

$t_o$  es el espesor de la capa exterior del sándwich, 8,92 mm.

Aplicando los valores obtenemos:

$$t_s = 23,92 \text{ mm}$$

Substituyendo las variables en las ecuaciones 61 y 62 obtenemos los siguientes resultados:

$$358,8 \geq 40,58$$

y

$$2691 \geq 898,106$$

Se cumplen las dos condiciones por lo que el espesor aplicado para los mamparos está permitido por la norma.

## Capítulo 8. CÁLCULO DE PESOS.

Con tal de poder analizar la estabilidad de la embarcación es necesario saber los pesos que afectan a dicha velocidad y donde están situados. En este capítulo se recopila esta información para el barco en rosca para posteriormente, durante el estudio de la estabilidad, añadir las cargas necesarias en función de la condición hidrostática analizada.

### 8.1. Peso de los laminados.

Para determinar el peso que debe tener la embarcación es necesario saber el peso del material utilizado para su construcción. Se ha obtenido la masa total de los laminados a partir de los pesos obtenidos mediante el programa CompositeIT, y la medición del área de las diferentes partes del casco donde se aplican estos laminados, tomadas del modelo en Rhinoceros.

PESO DE LOS LAMINADOS			
Zona	Área ( $m^2$ )	Peso del laminado ( $kg/m^2$ )	Peso del material (kg)
Casco	110,42	33,33	3680,63
Cubierta	49,66	24,83	1233,21
Capa de los refuerzos	64,5	21,33	1487,34
Baos	11,78	15	176,7
Mamparos estancos	7,89	31,2	246,17
Suelos interiores	13,23	24,83	328,66
Mamparos no estancos	20,7	24,83	514,07
Caseta	21,35	24,83	530,18

Tabla 13. Peso de los laminados.

### 8.2. Peso en rosca.

El peso en rosca consiste en la masa de la embarcación vacía tal y como la entrega el astillero, es decir, sin tripulantes, sin combustible, sin pertrechos, ni ningún tipo de consumibles.

Después de establecer el peso y la posición de los equipos que deberá llevar la embarcación, se ha calculado el peso total y el centro de gravedad con el barco vacío. Se debe remarcar que los pesos establecidos para el análisis son pertenecientes a sistemas analizados en este proyecto, por este motivo, los resultados obtenidos pueden diferir de los supuestos al inicio del proyecto.

### 8.2.1. Desplazamiento.

El desplazamiento se obtiene de sumar el peso de todos los elementos que conforman la embarcación, tanto el peso de su estructura y la maquinaria, como el peso del mobiliario.

En el anexo A8 se puede encontrar el listado completo de los elementos aplicados al cálculo del peso y centro de gravedad de la embarcación en rosca.

Tras sumar todos los pesos obtenemos que, en rosca, la embarcación tiene un desplazamiento de 15806 kg. Este dato difiere con el desplazamiento obtenido del análisis de las formas hechas a partir de los datos del dimensionamiento básico.

Esto es debido a que en el cálculo de pesos únicamente se han aplicado los pesos de los elementos estudiados a lo largo del proyecto, esto excluye sistema eléctrico, elementos destinados al amarre del buque, elementos de seguridad, etc.

### 8.2.2. Cálculo del centro de gravedad.

El cálculo del centro de gravedad es un dato que es necesario conocer porque es indispensable para realizar el estudio de la estabilidad. Como ya se ha comentado, en una embarcación de planeo es necesario que el centro de gravedad este retrasado respecto el centro de carena por lo que la distribución de los pesos se tiene que hacer procurando que quede cercano a la popa de la cuaderna maestra y sobre la línea de crujía, también es importante tener en mente que no debe estar muy elevado lo que perjudicaría principalmente la estabilidad transversal.

Para calcular su posición, primeramente, se ha obtenido el centro de gravedad de cada uno de los elementos, y se han modelado con sus formas aproximadas en Rhinoceros. Este programa ofrece la herramienta de análisis de volumen con la que se puede averiguar el centroide de un cuerpo. Aunque el centroide no necesariamente coincide con el centro de gravedad de un cuerpo, en nuestro modelado muchos de los elementos son simétricos y homogéneos por lo que, en estos casos, el centroide sí que coincide con el centro de gravedad. En los otros casos se ha buscado de forma aproximada variando la posición del centroide que da Rhinoceros.

Tras obtener el centro de gravedad de cada uno de los elementos se ha buscado el centro de gravedad total de la embarcación a partir de la fórmula del centro de masas:

$$Cx = \frac{\sum m_n \cdot X_n}{\sum m_n}, \quad Cy = \frac{\sum m_n \cdot Y_n}{\sum m_n}, \quad Cz = \frac{\sum m_n \cdot Z_n}{\sum m_n}$$

Se ha obtenido como resultado:

$$Cx = -0,07361121 \text{ m}$$

$$Cy = 5,061866537 \text{ m}$$

$$Cz = 1,000759714 \text{ m}$$



## Capítulo 9. EVALUACIÓN DE LA ESTABILIDAD.

Una vez se han tenido especificadas las formas del casco y los principales pesos en su interior, y por tanto, la posición del centro de gravedad, se ha llevado a cabo la evaluación de la estabilidad en las condiciones que nos obliga la norma ISO 12217-1: 2017. Esta norma diferencia los ensayos y requisitos que una embarcación debe cumplir según su categoría de diseño, en nuestro caso para una embarcación de clase B se tienen en cuenta los siguientes apartados:

- Aberturas de inundación.
- Ensayo de altura de inundación.
- Ángulo de inundación.
- Ensayo de compensación de cargas.
- Resistencia a las olas + viento.

### 9.1. Análisis de las condiciones hidrostáticas.

Antes de estudiar la estabilidad se han evaluado las diferentes condiciones hidrostáticas determinadas en la norma. Con esto se pretende averiguar el comportamiento del barco en reposo obteniendo la posición de sus centros de empuje y de gravedad, su trimado, y, en consecuencia, las condiciones con las que la embarcación empezara a andar cuando opere en dichas condiciones.

Para obtener las curvas de brazos adrizantes de nuestra embarcación, se han aplicado los ensayos con un movimiento de la escora de 30 grados a estribor a 180 grados a babor, ya que como se ha visto con la posición transversal del centro de gravedad, el buque tendrá más tendencia natural a escorar a babor, por lo que los resultados serán menos favorables hacia esta borda. A partir de las curvas se obtendrán los valores máximos de los brazos GZ, y los valores del brazo adrizante y el área bajo GZ a un ángulo de escora de 30 grados.

**9.1.1. Peso en rosca.**

Para la condición de peso en rosca, definida en el capítulo anterior, el centro de gravedad se encuentra en la posición que se ha calculado a partir de los pesos de los elementos de la embarcación. Con los tanques vacíos y sin tripulación.

En la tabla 12 se muestran los pesos introducidos en Maxsurf Stability para la evaluación de esta condición de carga.

PESO EN ROSCA						
Pesos	Cantidad	Masa unitaria (ton.)	Masa aplicada (ton)	Cx (m)	Cy (m)	Cz (m)
Embarcación en rosca	1	15,806	15,806	4,983	-0,001	1,000
Tanque de combustible de estribor	0%	1,041	0	4,864	1,535	0,530
Tanque de combustible de babor	0%	1,041	0	4,864	-1,535	0,530
Tanque de agua dulce de estribor	0%	0,764	0	3,450	1,8	0,530
Tanque de agua dulce de babor	0%	0,764	0	3,450	-1,8	0,530
Persona 1	0	0,075	0	0	0	0
Persona 2	0	0,075	0	0	0	0
Persona 3	0	0,075	0	0	0	0
Persona 4	0	0,075	0	0	0	0
Persona 5	0	0,075	0	0	0	0
Persona 6	0	0,075	0	0	0	0
TOTAL			15,806	4,983	-0,001	1
Corrección por superficies libres						0
Altura del CG corregida						1

*Tabla 14. Condición de carga en rosca.*

Tras la especificación de los pesos que actúan cuando la embarcación esta en rosca se han obtenido las siguientes condiciones de estabilidad hidrostática.

Peso en Rosca - Intact		
1	Draft Amidships m	0,666
2	Displacement t	15,81
3	Heel deg	0,0
4	Draft at FP m	0,709
5	Draft at AP m	0,622
6	Draft at LCF m	0,652
7	Trim (+ve by stern) m	-0,087
8	WL Length m	14,280
9	Beam max extents on WL m	4,550
10	Wetted Area m <sup>2</sup>	51,278
11	Waterpl. Area m <sup>2</sup>	45,161
12	Prismatic coeff. (Cp)	0,648
13	Block coeff. (Cb)	0,360
14	Max Sect. area coeff. (Cm)	0,571
15	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,695
16	LCB from zero pt. (+ve fwd) m	4,986
17	LCF from zero pt. (+ve fwd) m	5,220
18	KB m	0,437
19	KG fluid m	1,000
20	BMT m	4,080
21	BML m	30,877
22	GMt corrected m	3,517
23	GML m	30,314
24	KMt m	4,517
25	KML m	31,314
26	Immersion (TPc) tonne/cm	0,463
27	MTc tonne.m	0,320
28	RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	0,970
29	Trim angle (+ve by stern) deg	-0,3340

Figura 60. Hidrostática con el barco en rosca.

Los datos más significativos para nuestro estudio son el trimado (Trim), las posiciones de los centros de carena y de flotación (LCB y LCF respectivamente), y el valor de la escora (Heel).

LCB = 4,986 m

LCF = 5,220 m

Trimado = -0,334°

Escora = 0°

Igualmente se analizan las curvas de estabilidad estática y dinámica con tal de evaluar la magnitud de los brazos adrizantes.

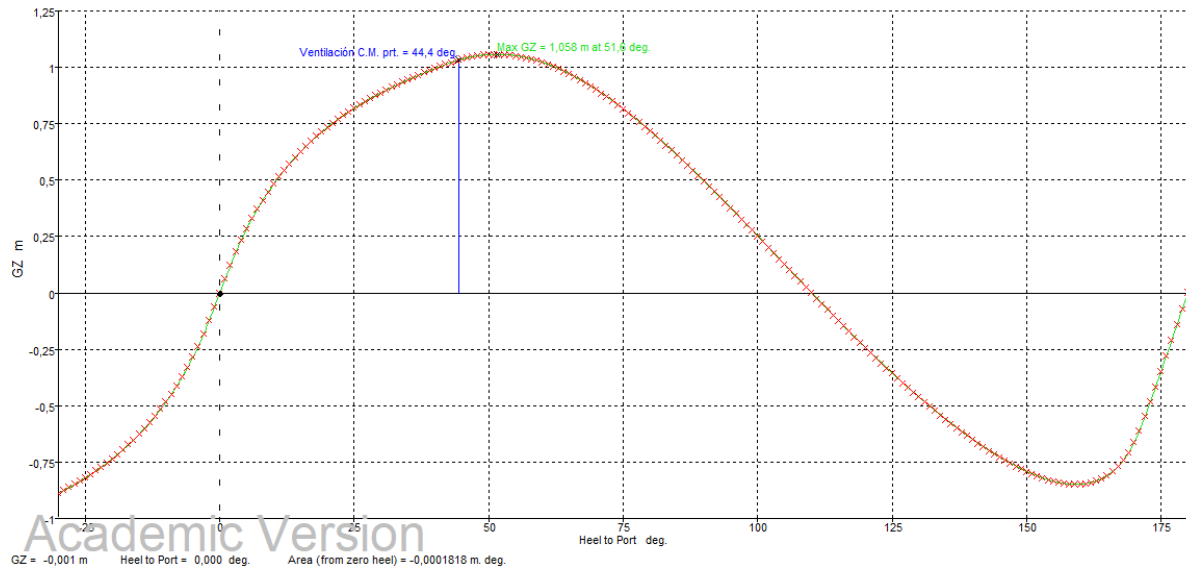


Figura 61. Curva de brazos GZ para peso en rosca.

A partir de la curva de brazos adrizantes observamos que el valor máximo del brazo adrizante es de 1,058 metros cuando la embarcación sufre una escora de 51,6 grados hacia babor, por otro lado, para una escora de 30 grados la embarcación tiene un brazo adrizante de 0,887 metros.

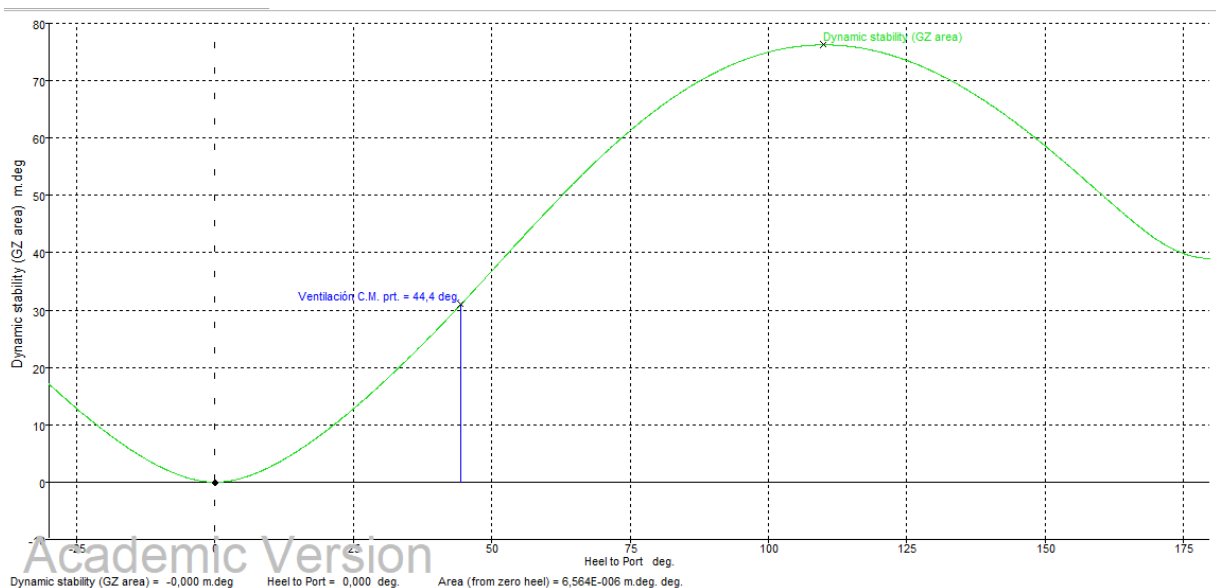


Figura 62. Curva de estabilidad dinámica para peso en rosca.

La curva de estabilidad dinámica nos indica el área bajo la curva GZ, y representa la energía necesaria para escorar la embarcación un cierto ángulo. Para la condición de peso en rosca obtenemos que a 30 grados de escora el área bajo la curva es de 17,0422 metros por grado.

### 9.1.2. Carga máxima.

La carga máxima es la condición en la que la embarcación opera llena completamente, por lo que en el estudio de la estabilidad se tienen en cuenta el peso en rosca y el peso muerto de la embarcación. Esto engloba la totalidad de los pasajeros (a razón de 75 kg por persona) y sus efectos personales, y todos los tanques llenos al 95%.

MÁXIMA CARGA						
Pesos	Cantidad	Masa unitaria (ton.)	Masa aplicada (ton)	Cx (m)	Cy (m)	Cz (m)
Embarcación en rosca	1	15,806	15,806	4,983	-0,001	1,000
Tanque de combustible de estribor	95%	1,132	1,109	4,875	1,550	1,020
Tanque de combustible de babor	95%	1,132	1,109	4,875	-1,550	1,020
Tanque de agua dulce de estribor	95%	0,764	0,749	3,451	1,800	1,020
Tanque de agua dulce de babor	95%	0,764	0,749	3,451	-1,800	1,020
Persona 1	1	0,075	0,075	8,970	0	2,870
Persona 2	1	0,075	0,075	8,660	-0,780	2,870
Persona 3	1	0,075	0,075	7,610	-0,480	2,370
Persona 4	1	0,075	0,075	5,980	-1,340	2,370
Persona 5	1	0,075	0,075	3,070	0,900	1,970
Persona 6	1	0,075	0,075	3,070	-0,900	1,970
TOTAL			19,972	4,884	-0,011	1,035
Corrección por superficies libres						0
Altura del CG corregida						1,035

Tabla 15. Condición de máxima carga.

En la condición de carga máxima la tripulación se debe situar en las posiciones que habitualmente pueden tomar durante la navegación. Se ha decidido distribuir las personas de la siguiente forma:

- Persona 1, en el timón de la embarcación.
- Persona 2, en el puesto del copiloto.
- Persona 3, en el sofá transversal de la caseta.
- Persona 4, en el sofá longitudinal de la caseta.
- Persona 5 y 6, en la cubierta de popa.

A continuación, se muestran las hidrostáticas para esta condición:

1	Draft Amidships m	0,740
2	Displacement t	19,97
3	Heel deg	-0,2
4	Draft at FP m	0,735
5	Draft at AP m	0,745
6	Draft at LCF m	0,741
7	Trim (+ve by stern) m	0,010
8	WL Length m	14,390
9	Beam max extents on WL m	4,562
10	Wetted Area m <sup>2</sup>	54,764
11	Waterpl. Area m <sup>2</sup>	46,520
12	Prismatic coeff. (Cp)	0,634
13	Block coeff. (Cb)	0,399
14	Max Sect. area coeff. (Cm)	0,631
15	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,709
16	LCB from zero pt. (+ve fwd) m	4,884
17	LCF from zero pt. (+ve fwd) m	5,333
18	KB m	0,491
19	KG fluid m	1,035
20	BMT m	3,392
21	BML m	25,778
22	GMt corrected m	2,847
23	GML m	25,234
24	KMt m	3,883
25	KML m	26,269
26	Immersion (TPc) tonne/cm	0,477
27	MTc tonne.m	0,336
28	RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	0,992
29	Trim angle (+ve by stern) deg	0,0388

Figura 63. Hidrostática a máxima carga.

Los principales factores que definen el comportamiento en reposo de la embarcación en la condición de carga máxima son los siguientes:

$$LCB = 4,884 \text{ m}$$

$$LCF = 5,333 \text{ m}$$

$$\text{Trimado} = 0,0388^\circ$$

$$\text{Escora} = -0,2^\circ$$

Esta condición hidrostática es la que ofrece un trimado más favorable gracias al peso del combustible en los tanques llenos. Sin embargo, es la condición menos estable transversalmente, pues sus valores de GZ y área bajo GZ son ligeramente menores a los del resto de condiciones.

En la página siguiente se exponen la curva de brazos adrizantes y la curva de estabilidad dinámica con los valores de GZ y área bajo GZ comentados.

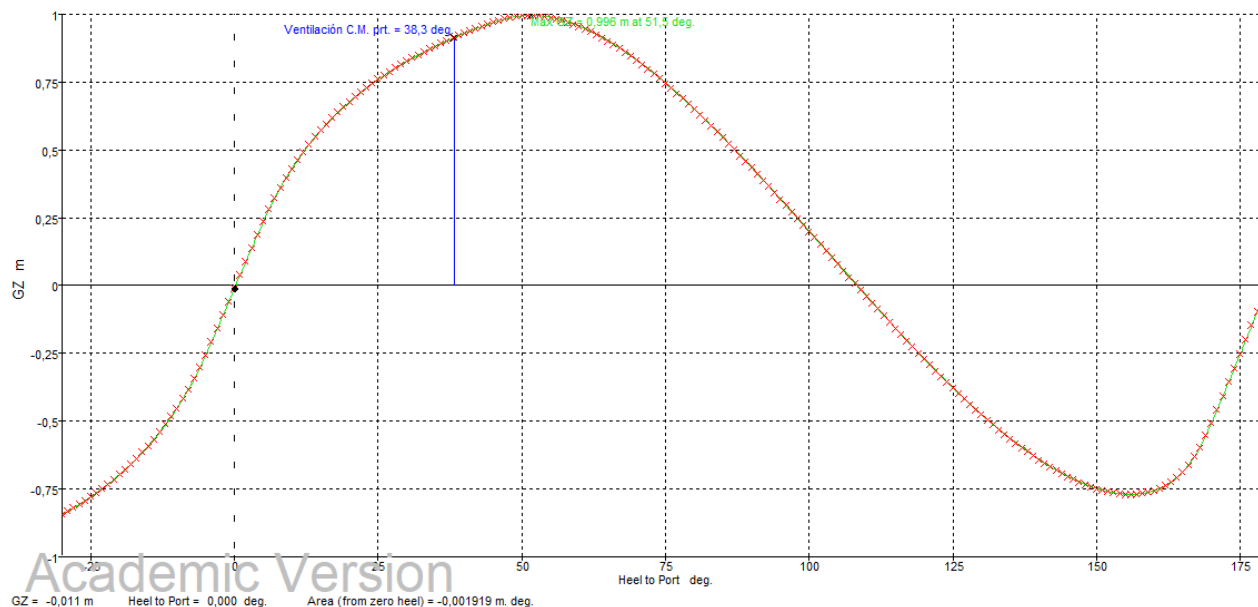


Figura 64. Curva de brazos GZ para condición de máxima carga.

Observando la curva se ha podido ver que la embarcación tiene el máximo brazo adrizante a 51,5 grados con una magnitud de 0,996 m. A 30 grados de se tiene un brazo GZ de 0,827 metros.

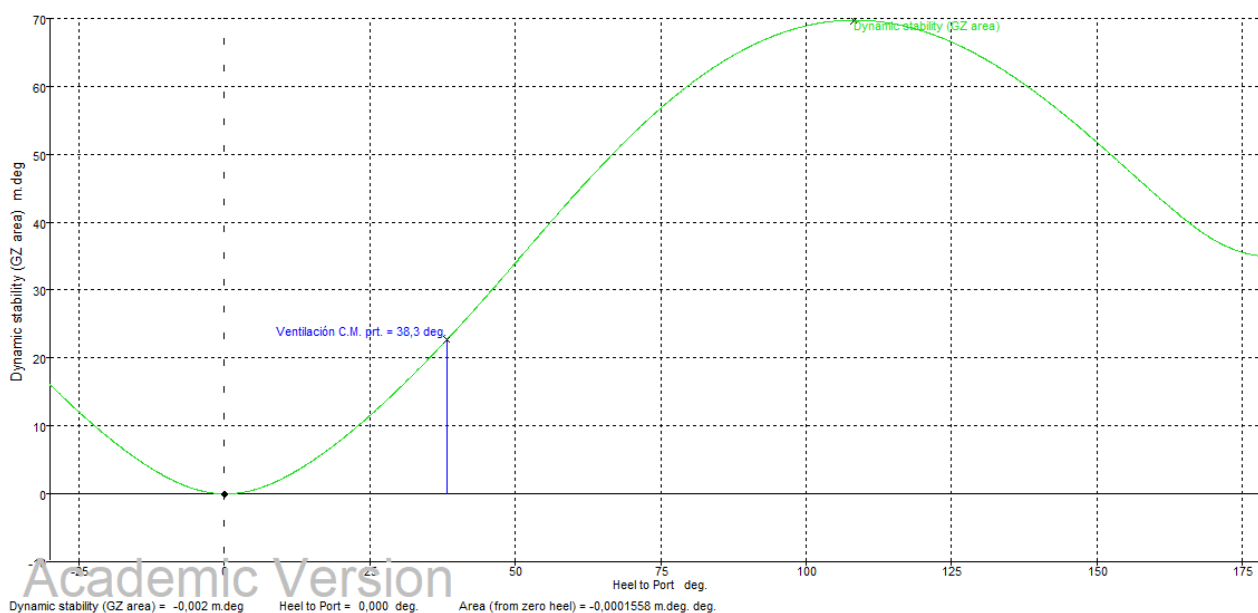


Figura 65. Curva de estabilidad dinámica para la condición de máxima carga.

De la curva de estabilidad dinámica se ha extraído que con una escora de 30 grados, el área bajo la curva tiene un valor de 15,4924 metros por grado.

**9.1.3. Llegada en carga.**

Se considera que la embarcación navega en la condición de llegada en carga cuando lleva una configuración de los pesos igual que en la condición de máxima con la diferencia que lleva los tanques de combustible, aceite, y agua potable llenos un 15%. El resto de consumibles están al 10% de su capacidad máxima.

LLEGADA EN CARGA						
Pesos	Cantidad	Masa unitaria (ton.)	Masa aplicada (ton)	Cx (m)	Cy (m)	Cz (m)
Embarcación en rosca	1	15,806	15,806	4,983	-0,001	1,000
Tanque de combustible de estribor	15%	1,132	0,170	4,874	1,549	0,605
Tanque de combustible de babor	15%	1,132	0,170	4,874	-1,549	0,605
Tanque de agua dulce de estribor	15%	0,764	0,115	3,457	1,800	0,605
Tanque de agua dulce de babor	15%	0,764	0,115	3,457	-1,800	0,605
Persona 1	1	0,075	0,075	8,970	0	2,870
Persona 2	1	0,075	0,075	8,660	-0,780	2,870
Persona 3	1	0,075	0,075	7,610	-0,480	2,370
Persona 4	1	0,075	0,075	5,980	-1,340	2,370
Persona 5	1	0,075	0,075	3,070	0,900	1,970
Persona 6	1	0,075	0,075	3,070	0	1,970
TOTAL			16,825	4,993	-0,013	1,024
Corrección por superficies libres						0,017
Altura del CG corregida						1,041

Tabla 16. Condición de llegada en carga.



Llegada en carga - Intact		
1	Draft Amidships m	0,687
2	Displacement t	16,82
3	Heel deg	-0,2
4	Draft at FP m	0,729
5	Draft at AP m	0,645
6	Draft at LCF m	0,675
7	Trim (+ve by stern) m	-0,085
8	WL Length m	14,356
9	Beam max extents on WL m	4,553
10	Wetted Area m <sup>2</sup>	52,299
11	Waterpl. Area m <sup>2</sup>	45,676
12	Prismatic coeff. (Cp)	0,647
13	Block coeff. (Cb)	0,368
14	Max Sect. area coeff. (Cm)	0,585
15	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,699
16	LCB from zero pt. (+ve fwd) m	4,996
17	LCF from zero pt. (+ve fwd) m	5,266
18	KB m	0,451
19	KG fluid m	1,041
20	BMT m	3,900
21	BML m	29,669
22	GMt corrected m	3,310
23	GML m	29,079
24	KMt m	4,351
25	KML m	30,119
26	Immersion (TPc) tonne/cm	0,468
27	MTc tonne.m	0,326
28	RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	0,972
29	Trim angle (+ve by stern) deg	-0,3235

Figura 66. Hidrostática en la llegada en carga.

De nuevo se recalcan los principales valores obtenidos en el análisis hidrostático:

LCB = 4,996 m

LCF = 5,266 m

Trimado = -0,3235°

Escora = -0,2°

Tanto esta condición como la de máxima carga son las que muestran una escora más grande ya que tienen a la mayoría de la tripulación situada a babor de la crujía, lo que acentúa la tendencia del buque a escorar a babor.

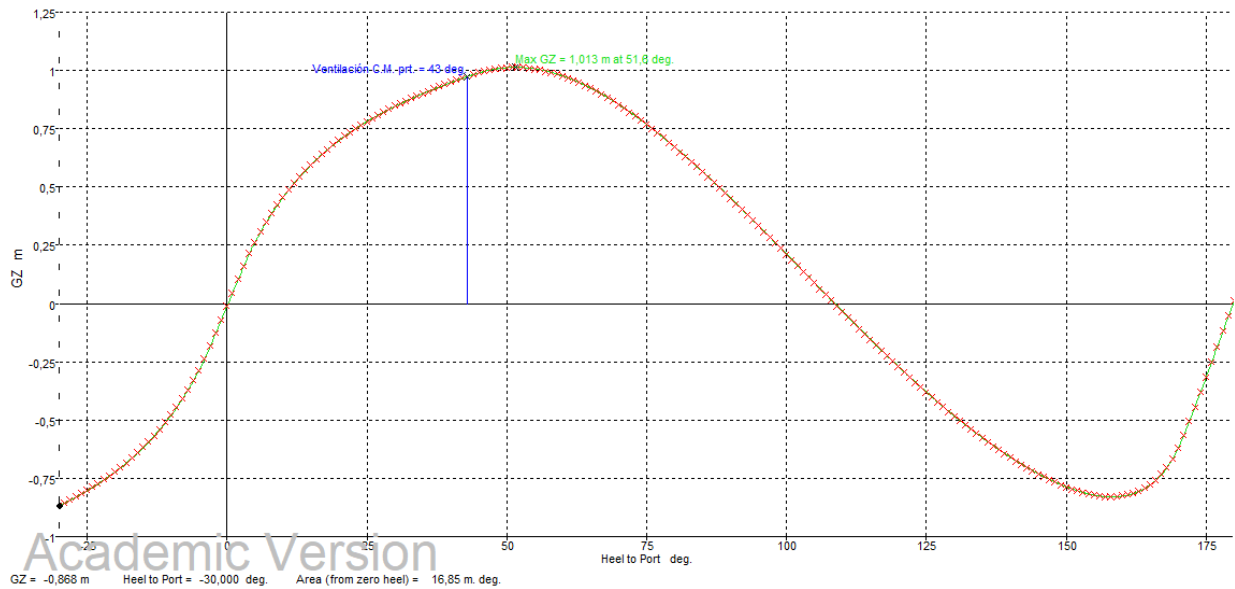


Figura 67. Curva de brazos GZ para condición de llegada en carga.

En la condición de llegada en carga el máximo brazo adrizante aparece para una escora de 51,6 grados, y tiene un valor de 1,013 metros. Con una escora de 30 grados el brazo adrizante tiene un valor de 0,846.

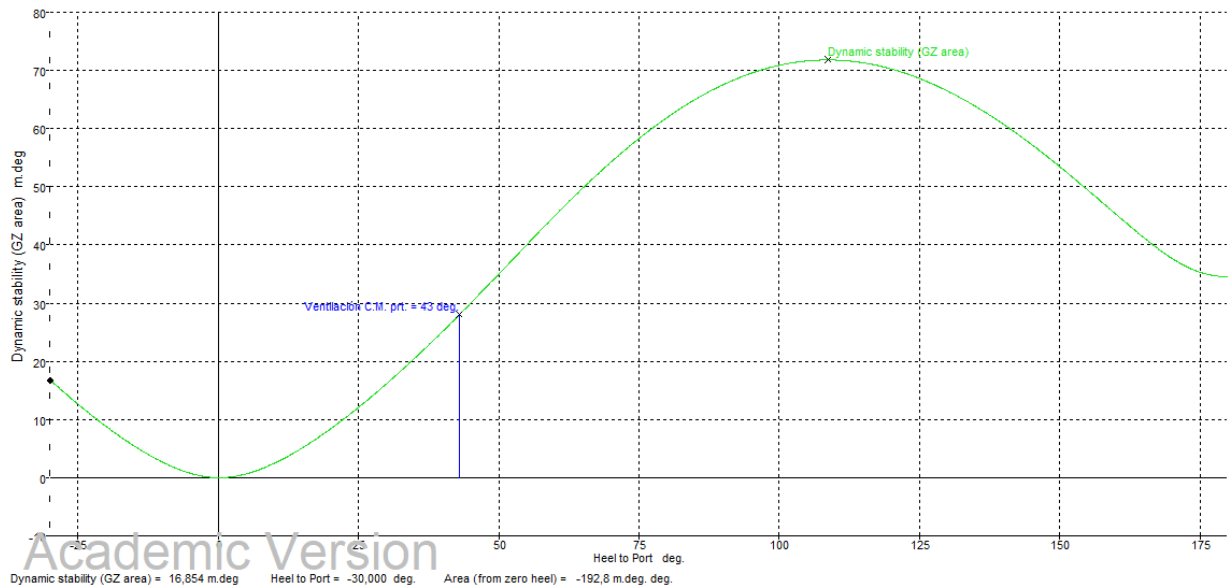


Figura 68. Curva de estabilidad dinámica para la condición de llegada en carga.

Para el área bajo la curva a 30 grados se ha obtenido un valor de 16,1361 metros por grado.

#### 9.1.4. Mínima operativa.

La embarcación opera en condición mínima operativa cuando navega con la configuración del peso en rosca, pero con la adición de la masa representativa de la tripulación, situada en la línea de crujía en la posición del puesto de control más alta. El valor que debe tomar esta representación de la tripulación es de 150 kg cuando la eslora del casco esta entre los 8 y los 16 metros, según el apartado 3.4.3 de la normativa ISO 12217-1. Los tanques se deben considerar completamente vacíos.

MÍNIMA OPERATIVA						
Pesos	Cantidad	Masa unitaria (ton.)	Masa aplicada (ton)	Cx (m)	Cy (m)	Cz (m)
Embarcación en rosca	1	15,806	15,806	4,983	-0,001	1,000
Tanque de combustible de estribor	0%	1,041	0	4,864	1,535	0,530
Tanque de combustible de babor	0%	1,041	0	4,864	-1,535	0,530
Tanque de agua dulce de estribor	0%	0,764	0	4,090	1,200	0,530
Tanque de agua dulce de babor	0%	0,764	0	4,090	-1,200	0,530
Persona 1	1	0,150	0,150	8,970	0	2,870
Persona 2	0	0,075	0	8,660	-0,780	2,870
Persona 3	0	0,075	0	7,610	-0,480	2,370
Persona 4	0	0,075	0	5,980	-1,340	2,370
Persona 5	0	0,075	0	3,070	0,900	1,970
Persona 6	0	0,075	0	3,070	0	1,970
TOTAL			15,956	5,020	-0,001	1,018
Corrección por superficies libres						0
Altura del CG corregida						1,018

Tabla 17. Condición mínima operativa.

mínima operativa - Intact		
1	Draft Amidships m	0,672
2	Displacement t	15,96
3	Heel deg	0,0
4	Draft at FP m	0,724
5	Draft at AP m	0,619
6	Draft at LCF m	0,656
7	Trim (+ve by stern) m	-0,105
8	WL Length m	14,332
9	Beam max extents on WL m	4,550
10	Wetted Area m <sup>2</sup>	51,544
11	Waterpl. Area m <sup>2</sup>	45,364
12	Prismatic coeff. (Cp)	0,649
13	Block coeff. (Cb)	0,359
14	Max Sect. area coeff. (Cm)	0,572
15	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,696
16	LCB from zero pt. (+ve fwd) m	5,024
17	LCF from zero pt. (+ve fwd) m	5,241
18	KB m	0,439
19	KG fluid m	1,018
20	BMt m	4,065
21	BML m	30,919
22	GMt corrected m	3,486
23	GML m	30,341
24	KMt m	4,504
25	KML m	31,357
26	Immersion (TPc) tonne/cm	0,465
27	MTc tonne.m	0,323
28	RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	0,971
29	Trim angle (+ve by stern) deg	-0,4008

Figura 69. Hidrostática en mínima operativa.

Factores más relevantes del equilibrio estático en condición mínima operativa:

LCB = 5,024 m

LCF = 5,241 m

Trimado = -0,4008°

Escora = 0°

Esta condición conjuntamente con el peso en rosca son las que tienen una escora nula ya que no tienen ningún peso apartado de la crujía.

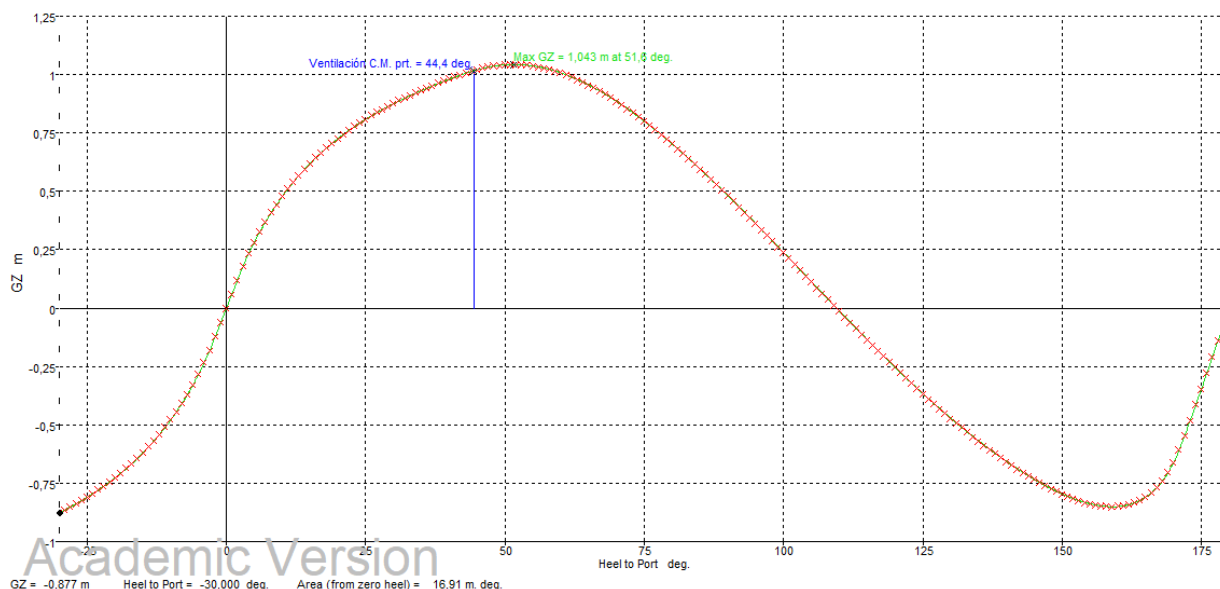


Figura 70. Curva de brazos GZ para condición mínima operativa.

El valor máximo del brazo adrizante que se ha observado es de 1,043 metros y aparece a los 51,6 grados. Para un ángulo de 30 grados el brazo adrizante tiene un valor de 0,875 metros.

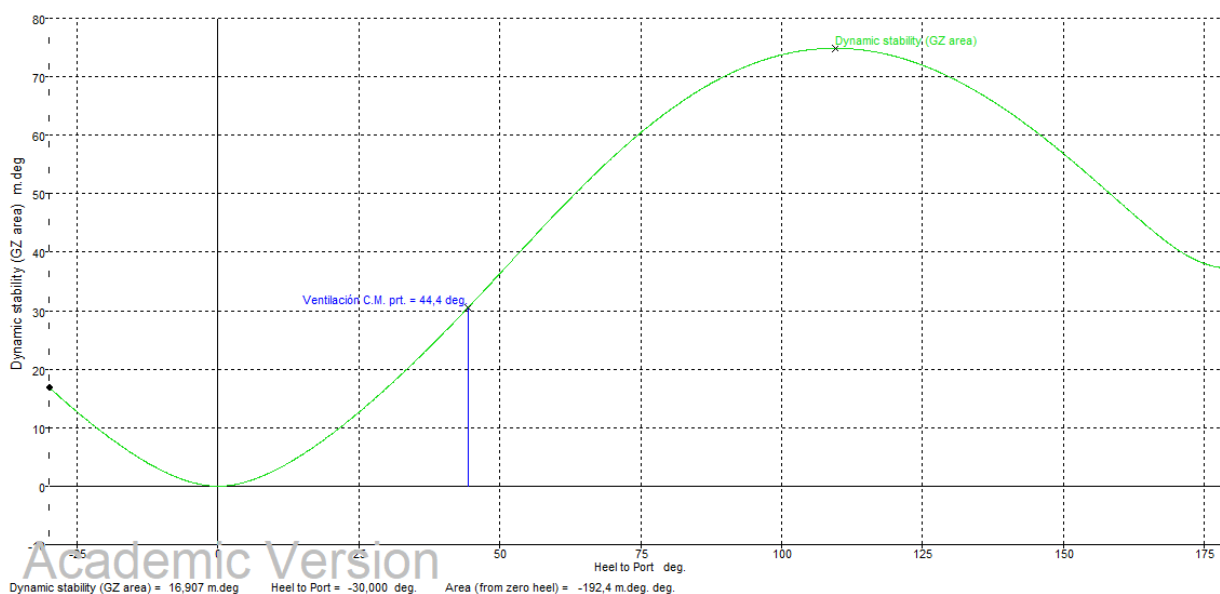


Figura 71. Curva de estabilidad dinámica para la condición mínima operativa.

Con la curva de estabilidad dinámica se ha obtenido que para esta condición con 30 grados el área es de 16,8504 metros por grado.

### 9.1.5. Evaluación de las condiciones hidrostáticas.

Tras exponer los análisis hidrostáticos podemos observar que el trimado es negativo en todas las condiciones de carga donde los tanques están por debajo del 50% de su máxima carga. Este hecho generalmente se considera negativo para las embarcaciones de planeo ya que al tener la proa hundida se dificulta la salida al planeo. Otro efecto negativo de tener un trimado negativo es que se fomenta la aparición del efecto porposing, este fenómeno aparece cuando el centro de gravedad está muy

avanzado respecto al centro de carena lo que hace oscilar verticalmente la proa del barco produciendo una navegación incomoda e ineficiente. No obstante, este fenómeno se ha considerado que difícilmente aparecerá en la embarcación del proyecto ya que el centro de gravedad está ligeramente retrasado respecto al centro de carena, y la embarcación tiene un asiento aproado muy leve ( $-0,4^\circ$  en el mayor de los casos). Aunque en todas las condiciones el centro de carena está más adelantado que el centro de gravedad, el trimado continúa siendo negativo en las ya comentadas. Esto es debido a que el barco es excesivamente ligero para la cantidad de volumen de agua que puede desplazar con las formas anchas y planas de popa, con lo que estando los dos centros casi en la misma distancia longitudinal respecto al espejo no se puede generar el momento apopante necesario para evitar que el empuje del centro de la carena hunda ligeramente la proa al hacer rotar el barco alrededor del centro de flotación, que está más adelantado que los centros de gravedad y de carena.

Como el trimado negativo es muy pequeño, se estima que de añadirse en cámara de máquinas los componentes de los sistemas no diseñados en este proyecto, se aportaría suficiente peso en popa como para corregir este trimado negativo.

En relación a la escora a babor que se ha observado en las condiciones de carga donde parte de la tripulación se sitúa a babor de la crujía, al ser su magnitud máxima  $0,2^\circ$ , se considera que es un resultado aceptable ya que tener una pequeña escora es menos influyente en el buen o mal desempeño del barco que tener un trimado negativo. Si bien, para corregir esta escora se tendrían que modificar aspectos de la distribución general con tal de conseguir una escora nula en condiciones de equilibrio.

Observando los valores de los brazos adrizantes vemos que son bastante altos y en todas las curvas aumentan de forma bastante rápida, esto significa que la respuesta que tendrá el buque ante una escora será de bastante magnitud por lo que el balance del barco será rápido y de poca amplitud con lo que la embarcación puede ser un poco dura. Esto es positivo ya que, durante la aceleración para alcanzar el régimen de planeo, el barco podrá mantener un rumbo estable.

## 9.2. Ensayo de la altura de inundación.

Este apartado de la normativa tiene el propósito de garantizar que la embarcación tiene un francobordo suficiente para no embarcar agua al interior de las zonas estancas del casco. Se calcula a partir del apartado 6.1.2 de la norma 12217-1. A continuación se exponen los requisitos que impone la norma.

La altura de francobordo mínima para una embarcación de categoría B debe ser:

$$h_f = \frac{L_H}{17} \quad (3)$$

Con una eslora de casco de 14,99 metros, el francobordo debe tener una altura mínima de 0,88 metros.

Se debe tener en cuenta que en proa la altura mínima del francobordo es un 15% mayor que el francobordo básico. Con lo que aplicando este 15% queda una altura de francobordo en proa de 1,012 metros.

Seguidamente se muestran las posiciones de las diferentes aberturas de inundación:

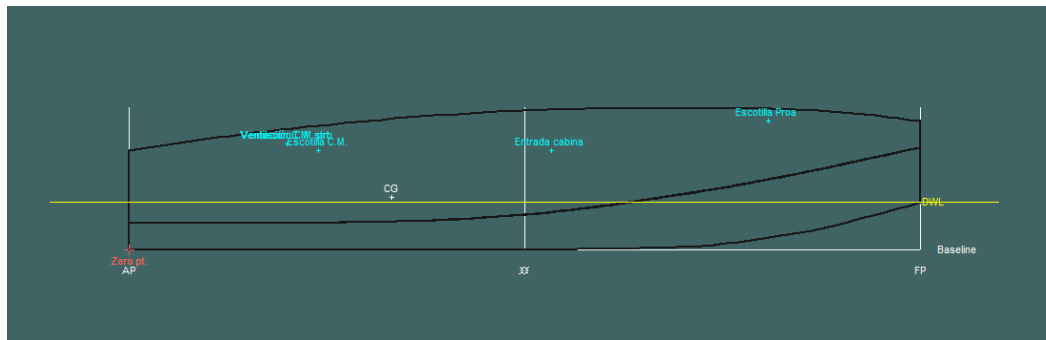


Figura 72. Perfil de las aberturas de inundación.

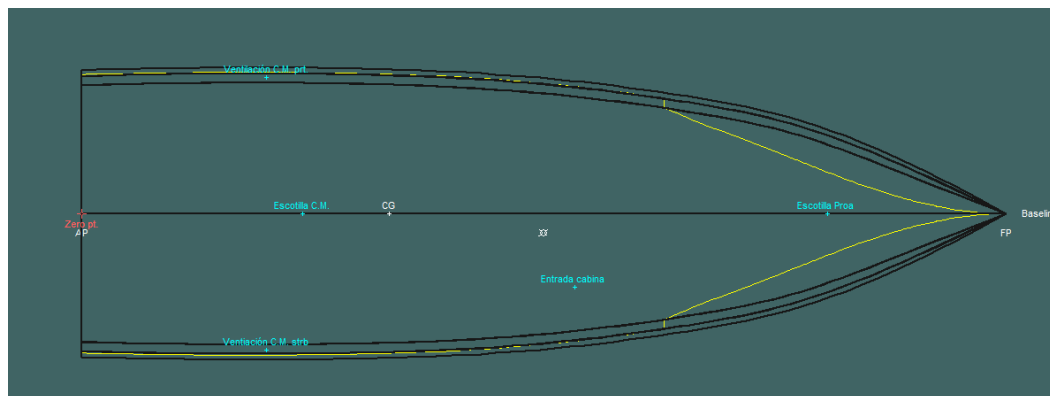


Figura 73. Planta de las aberturas de inundación.

POSICIÓN DE LAS ABERTURAS DE INUNDACIÓN				
Nombre	Longitudinal (m)	Transversal (m)	Altura (m)	Francobordo (m)
Ventilación C.M babor	3	-2,2	2	1,10
Ventilación C.M estribor	3	2,2	2	1,10
Entrada a la cabina	8	1,19	1,87	0,97
Escotilla C.M	3,59	0	1,87	0,97
Escotilla proa	12,1	0	2,43	1,53

Tabla 18. Posición de las alturas de inundación.

Tal y como podemos ver en la tabla 18, todas las aberturas tienen un francobordo mayor que el mínimo estipulado por la norma:

$$0,97 > 0,88$$

$$1,53 > 1,012$$

### 9.3. Ángulo de inundación.

Se estudia el ángulo de inundación para verificar que el barco tiene un margen para escorar antes de embarcar cantidades significativas de agua. El ángulo se debe verificar para la condición mínima operativa y la condición de llegada en carga.

Para las embarcaciones de categoría de diseño B se debe coger como ángulo mínimo de inundación el mayor valor entre 25° o el resultado de la siguiente ecuación:

$$\phi_i = \phi_0 + 15 \quad (64)$$

Donde  $\phi_0$  es el ángulo de escora máximo de la compensación de pesos calculado a partir de la fórmula:

$$\phi_0 = 11,5 + \frac{(24 - L_H)^3}{520} \quad (65)$$

Habiendo calculado  $\phi_0$  se obtiene el siguiente ángulo mínimo de inundación:

$$\phi_i = 12,91 + 15 = 27,91^\circ$$

Se elige este valor por ser mayor que 25.

La norma nos indica la fórmula siguiente para poder estimar el ángulo de inundación de la embarcación que se está diseñando:

$$\phi_D = \tan^{-1}(Z_D/y'_D) \quad (66)$$

Donde:

$Z_D$  es la altura del punto de inundación por encima de la flotación, 1,87 m.

$y'_D$  es la distancia transversal desde el punto de inundación hasta la línea de crujía, 2,3 m.

Por lo que:

$$\phi_D = 39,11^\circ$$

El ángulo estimado es mayor que el ángulo mínimo de inundación por lo que se cumple el requisito de la normativa. Se verifica nuevamente con las estimaciones que hace maxsurf para tener un dato del ángulo de inundación más preciso para cada condición de carga a evaluar.

Para la condición de llegada en carga el ángulo de inundación se obtiene a partir de la figura 67

$$\phi_{D \text{ llegada en carga}} = 43^\circ$$

Para la condición mínima operativa el ángulo de inundación se obtiene a partir de la figura 70:

$$\phi_{D \text{ mín.operativa}} = 44,4^\circ$$



#### 9.4. Ensayo de compensación de pesos.

Este ensayo evalúa si la embarcación es suficientemente estable ante un movimiento de pesos por parte de la tripulación.

El ensayo se efectúa siguiendo las pautas del anexo B de la normativa ISO 12217-1. La norma expone dos métodos para el ensayo, el simplificado y el completo. En la embarcación del proyecto se ha aplicado el método simplificado, que únicamente se puede aplicar mediante cálculos, mientras que el completo se puede aplicar con un ensayo real o mediante cálculos que lo reproduzcan. El método simplificado da resultados con unos mayores márgenes de seguridad y es más conveniente para embarcaciones con gran estabilidad estática en relación con la tripulación límite, como es nuestro caso al tener menos de una persona por metro de eslora.

El ensayo de compensación de pesos se realiza en la condición de carga máxima a excepción de que los depósitos están llenos al 50% de su capacidad máxima, y de que la posición del centro de gravedad de la tripulación debe ser colocado según las dos condiciones impuestas por la norma.

La vertical del centro de gravedad de la tripulación se debe situar en las dos condiciones en la parte más elevada de la zona de tripulación a 0,1 metros por encima de los asientos.

La componente longitudinal del centro de gravedad se debe situar para la primera de las condiciones (LC1) al 75% de la eslora de la zona de tripulación desde popa, y para la otra de las condiciones (LC2) al 25% de la eslora de la zona de tripulación desde popa. Por lo que estará situado a 7,02 metros desde el espejo para LC1, y a 2,34 metros desde el espejo para LC2.

El peso que se debe aplicar en estos centros de gravedad es de 85 kg por tripulante con el número máximo autorizado de persona a bordo.

El requisito para cumplir la norma indica que la escora en el punto donde intersectan las curvas de momentos adrizantes y de momentos de escora, es decir, el punto de estabilidad nula o equilibrio, sea menor que el ángulo máximo de escora permitido  $\phi_0$ , expresado según la ecuación 65.

$$\phi_0 = 11,5 + \frac{(24 - L_H)^3}{520} = 12,91^\circ$$

Para analizarlo se usa el programa Maxsurf Stability mediante la herramienta “*criteria*” que permite aplicar la normativa al modelo.

Para evaluar la norma Maxsurf usa la curva de brazos escorantes (H) generada a partir de la ecuación:

$$H(\phi) = \frac{M_{HC}}{\Delta} \cdot \cos^n(\phi) \quad (67)$$

Donde:

$M_{HC}$  es el momento de escora debido a la tripulación en  $\text{ton} \cdot \text{m}$ .

$\Delta$  es el desplazamiento en toneladas

$n$  determina la forma de la curva, siendo 1 para el ensayo de compensación de pesos.

$\phi$  es el ángulo de escora en grados.

El momento de escora debido a la tripulación se calcula a partir de la normativa según la fórmula:

$$M_{HC}(\phi) = 961 \cdot CL \cdot (B_C/2 - 0,2) \cdot \cos \phi \quad (68)$$

Donde:

$M_{HC}$  es el momento de escora debido a la tripulación en  $N \cdot m$ .

$CL$  es el número límite de tripulantes, siendo 6

$B_C$  es la distancia transversal entre los extremos exteriores de la zona de tripulación siendo 4,578 metros.

Para una escora de 0 grados se obtiene el siguiente valor del momento de escora:

$$M_{HC}(0) = 12045,174 \text{ N} \cdot \text{m} = 1,228 \text{ ton} \cdot \text{m}$$

Introducimos en Maxsurf el dato obtenido y se genera las siguientes curvas de brazos escorantes y adrizantes según las condiciones de carga LC1 y LC2:

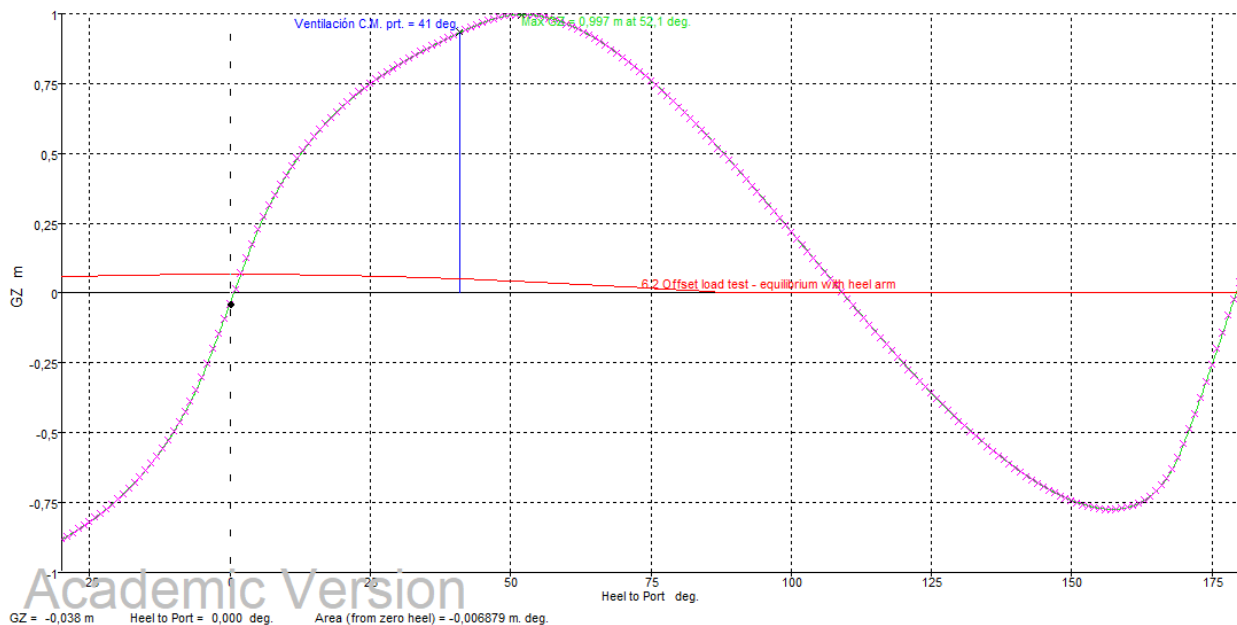


Figura 74. Curvas de brazos adrizantes y escorantes para LC1.

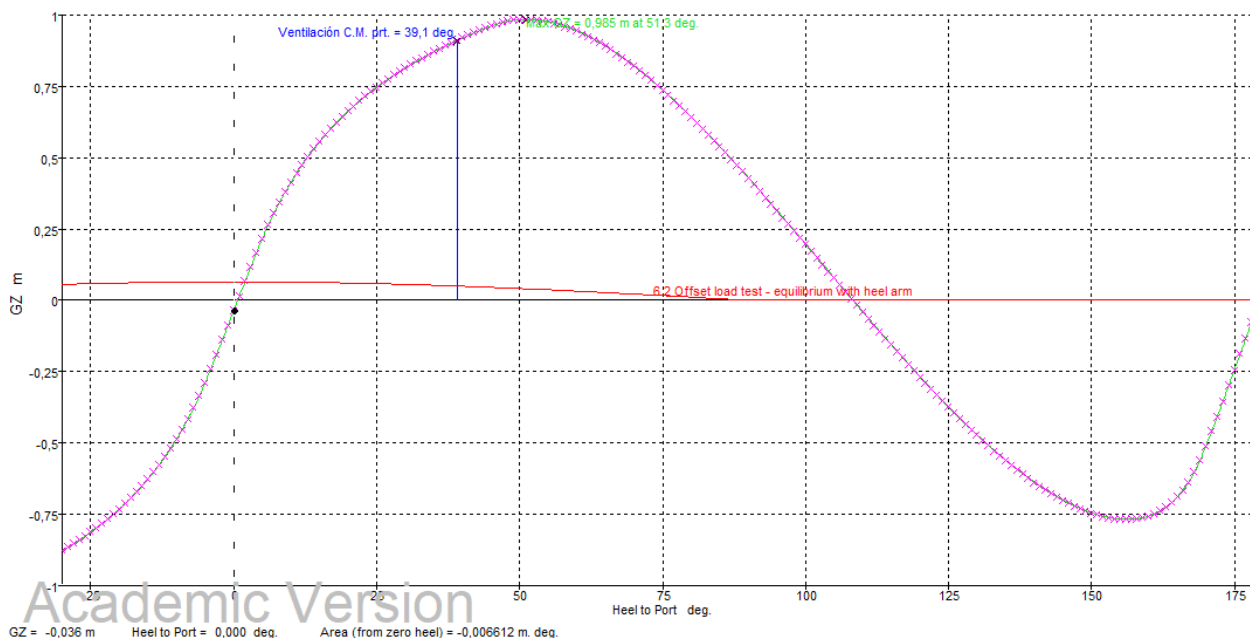


Figura 75. Curvas de brazos adrizantes y escorantes para LC2.

La intersección entre la curva GZ y la curva de brazos escorantes (en rojo) es el punto en que los dos brazos tienen el mismo valor y por tanto se contrarrestarán anulándose entre sí, por lo que representa el segundo punto de estabilidad nula después del punto en el que la curva cruza con el eje de abscisas (estabilidad estática), siendo la escora donde aparece esta estabilidad estática, 0,6 grados a babor para tanto la condición LC1 como LC2.

Large Angle Stability - CG1 (tripulación 75%) - Intact							
	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
1	ISO 12217-1:	6.2 Offset load test - equilibrium with heel arm					
2		Heeling arm = $A / \text{disp.} \cdot \cos^n(\phi)$					
3		A =	1,228	tonne.m			
4		n =	1				
5		Intermediate values					
6		Heel arm amplitude		m	0,067		
7							
8	ISO 12217-1:	6.2 Offset load test - equilibrium with heel arm				Pass	
9		6.2 Offset load test - equilibrium with heel arm					
10		shall not be greater than ( $\leq$ )	12,9 deg		1,9	Pass	+84,91
11							

Figura 76. Evaluación de la escora debida a un traslado de pesos para LC1.

Large Angle Stability - CG2 (tripulación 25%) - Intact							
	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
1	ISO 12217-1:	6.2 Offset load test - equilibrium with heel arm					
2		Heeling arm = $A / \text{disp.} \cdot \cos^n(\phi)$					
3		A =	1,228	tonne.m			
4		n =	1				
5		Intermediate values					
6		Heel arm amplitude		m	0,065		
7							
8	ISO 12217-1:	6.2 Offset load test - equilibrium with heel arm				Pass	
9		6.2 Offset load test - equilibrium with heel arm					
10		shall not be greater than ( $\leq$ )	12,9 deg		2,0	Pass	+84,74
11							

Figura 77. Evaluación de la escora debida a un traslado de pesos para LC2.

En las figuras 76 y 77 se enseñan los resultados del análisis mediante Maxsurf, para ambas condiciones el ángulo de escora es menor que el máximo permitido por la normativa con un margen bastante amplio con lo que se han considerado estos resultados satisfactorios.

## 9.5. Estimación de la resistencia a la escora debida a las olas y al viento.

El apartado 6.3 de la normativa ISO 12217-1 nos impone los requisitos necesarios para considerar que una embarcación no escora en exceso cuando es golpeada por las olas, o recibe una racha constante de viento.

La estimación de la resistencia a las olas y al viento está dividida en dos apartados, la evaluación del balance transversal a las olas y el viento, y la resistencia a las olas.

Esta norma se debe evaluar en la condición mínima operativa y en la condición de llegada en carga.

### 9.5.1. Balance transversal debido a las olas y al viento.

Este punto de la normativa se utiliza para simular el efecto que tiene la escora del viento cuando el barco se balancea por efecto de las olas.

El procedimiento a seguir consiste en calcular primeramente la curva del par de adrizamiento de la embarcación, esta curva se debe representar conjuntamente con la curva del momento de escora debida a la acción del viento ( $M_w$ ), que al considerarse un viento de una intensidad constante tendrá el aspecto de una recta. Como resultado se obtiene un gráfico como el mostrado a continuación.

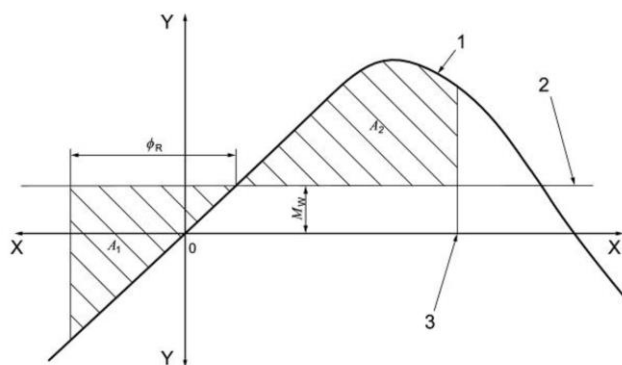


Figura 78. Curvas de momentos adrizantes y escorantes por acción del viento. Fuente. ISO 12217-1

Leyenda de la gráfica:

X: Escora, en grados.

Y: Momentos del par de adrizamiento y de escor, en kN·m.

1: Curva del momento adrizante, en kN·m.

2: Curva del momento de escora debido al viento, en kN·m.

3:  $\phi_{A2}$  es el menor valor de  $\phi_{DA}$  o  $50^\circ$

Una vez se obtiene el gráfico se deben establecer los límites de las áreas bajo la curva ya que a partir de los valores de estas curvas se determinará si la embarcación cumple con los requisitos necesarios.

El área 1 se delimita entre el punto donde se cruzan las curvas del momento de adrizamiento y el momento de escora (que es donde se encuentra el ángulo de equilibrio), y el punto donde termina el balance del barco ( $\phi_R$ ). El balance del barco se sitúa empezando en el ángulo de equilibrio y pasando por el punto de escora nula. Esta área representa la cantidad de energía del momento del brazo adrizante hacia estribor (en nuestro proyecto la zona positiva de las abscisas es babor) más el valor de la energía del momento escorante, para los valores negativos del eje de abscisas estos momentos se oponen a la escora a estribor y por tanto llevan a el barco a escorar hacia babor conjuntamente.

El área 2 está delimitada entre el punto donde se cruzan las curvas de los momentos de escora y adrizantes, y el ángulo mínimo de inundación. Se puede entender como la resta del área del momento escorante a el área del momento adrizante, ya que en este caso el momento adrizante y el momento escorante quieren variar la escora en sentido contrario el uno del otro, por lo que la energía del momento de escora contrarresta parte de la energía del momento adrizante.

En consecuencia, el requisito que impone la norma es que el área 2 debe ser mayor a el área 1.

Para conocer el valor del momento de escora debido al viento se utiliza la siguiente fórmula:

$$M_w = 0,53 \cdot A'_{LV} \cdot h \cdot v_w^2 \quad (69)$$

Donde:

$A'_{LV}$  es la superficie expuesta al viento.

$h$  es la distancia vertical entre los centros geométricos de la superficie expuesta al viento y la sumergida.

$v_w$  es la velocidad del viento. Para embarcaciones de categoría B se debe tomar una velocidad de 21 m/s.

Para determinar los límites del área 1 se calcula el ángulo de balance:

$$\phi_B = 20 + 20/V_D \quad (70)$$

Donde  $V_D$  es el volumen de agua desplazado.

Para el límite del área 2 se usa el menor valor entre el ángulo de inundación o  $50^\circ$ . En nuestro caso se ha utilizado el ángulo de inundación con un valor de  $27,9^\circ$

Se introducen los datos en el programa Maxsurf Stability y obtenemos las curvas y las áreas para evaluar el criterio de la norma para las dos condiciones, llegada en carga y mínima operativa.

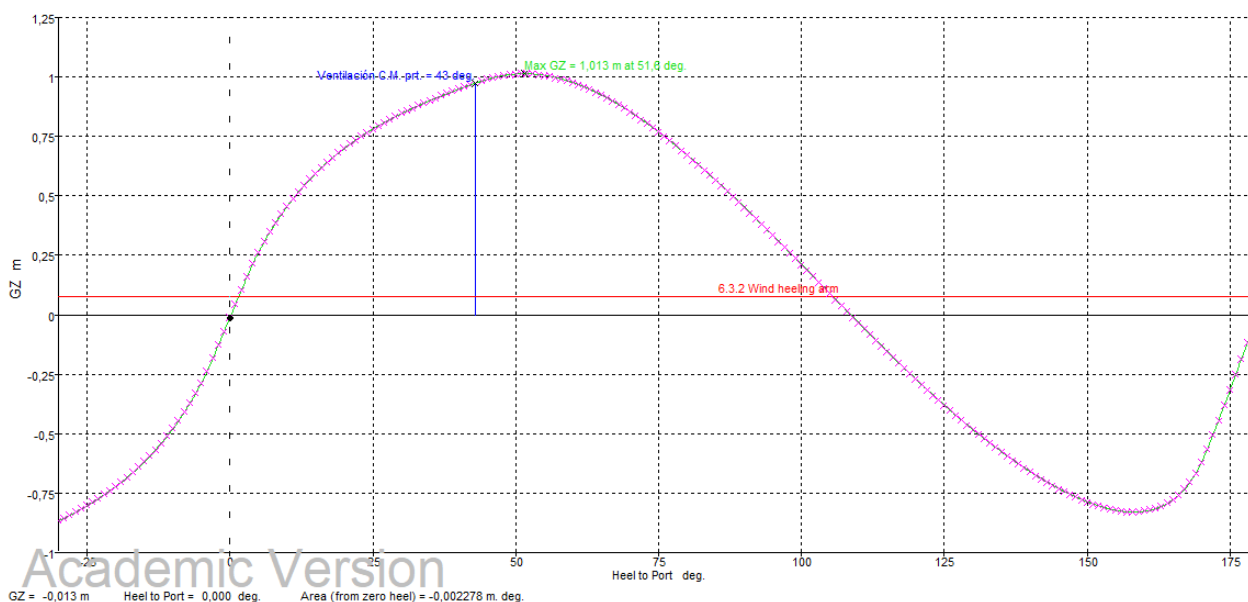
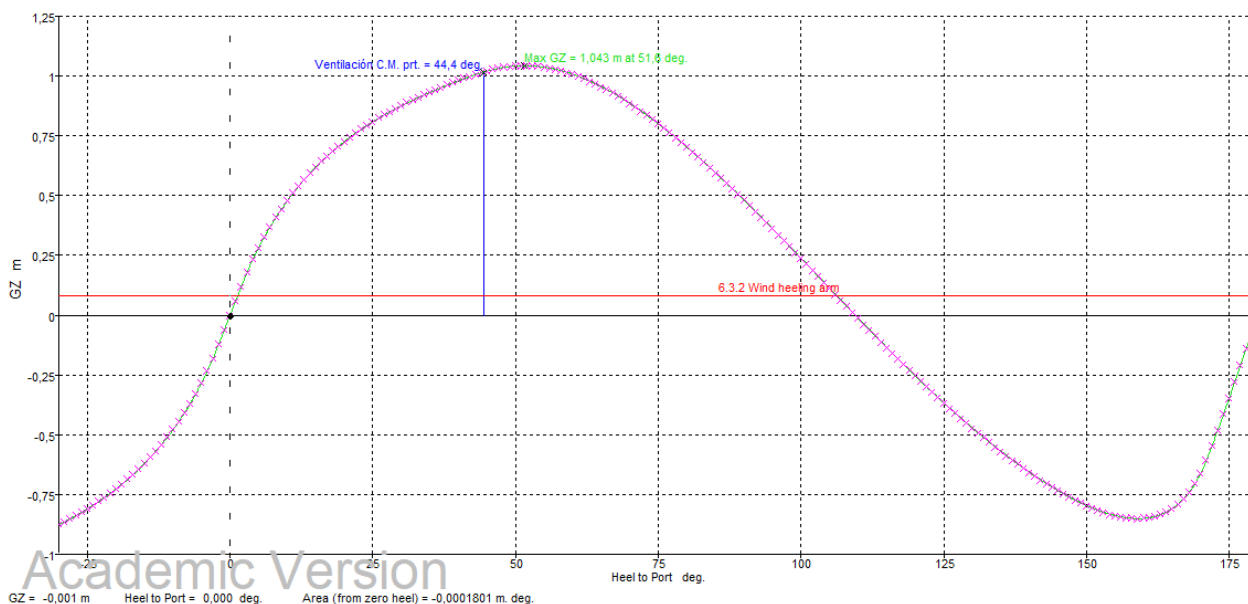
Large Angle Stability - mínima operativa - Intact							
	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
2		Wind arm = $a \cdot v^2 \cdot A \cdot (h - H) / (g \cdot \text{disp.}) \cdot \cos^n(\phi)$					
3		constant: $a \cdot (0.5 \cdot \rho_{\text{air}} \cdot C_d) =$	0,00053	tonne/m³			
4		wind velocity: $v =$	40,821	kn			
5		area centroid height (from zero point): $h =$	2,020	m			
6		total area: $A =$	32,297	m²			
7		$H =$ vert. centre of projected lat. u'water area	0,356	m			
8		cosine power: $n =$	0				
9		gust ratio	1				
10		Intermediate values					
11		Heel arm amplitude		m	0,080		
12							
13	ISO 12217-1:	6.3.2 Rolling in beam waves and wind				Pass	
14		6.3.2 Wind heeling arm (steady)					
15		Area1 integrated from the greater of					
16		angle of equilibrium (with heel arm)	1,3	deg	1,3		
17		to the lesser of					
18		spec. heel angle	27,9	deg	27,9		
19		first flooding angle of the DownfloodingPoints	44,4	deg			
20		angle of vanishing stability (with heel arm)	106,3	deg			
21		Area2 integrated to the lesser of					
22		roll back angle from equilibrium (with heel arm)	21,5 (-20,2)	deg	-20,2		
23		Area1 / Area2 shall be greater than (>)	100,00	%	120,76	Pass	+20,76
24		Intermediate values					
25		Equilibrium angle with heel arm		deg	1,3		
26		Area1 (under GZ), from 1,3 to 27,9 deg.		m.deg	14,9862		
27		Area1 (under HA), from 1,3 to 27,9 deg.		m.deg	2,1317		
28		Area1, from 1,3 to 27,9 deg.		m.deg	12,8545		
29		Area2 (under GZ), from -20,2 to 1,3 deg.		m.deg	-8,9166		
30		Area2 (under HA), from -20,2 to 1,3 deg.		m.deg	1,7279		
31		Area2, from -20,2 to 1,3 deg.		m.deg	10,6445		

Figura 79. Resultados del ensayo de balance transversal debido a las olas y al viento para la condición mínima operativa.

Large Angle Stability - Llegada en carga - Intact							
	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
1	ISO 12217-1:	6.3.2 Wind heeling arm					
2		Wind arm = $a \cdot v^2 \cdot A \cdot (h - H) / (g \cdot \text{disp.}) \cdot \cos^n(\phi)$					
3		constant: $a \cdot (0.5 \cdot \rho_{\text{air}} \cdot C_d) =$	0,00053	tonne/m³			
4		wind velocity: $v =$	40,821	kn			
5		area centroid height (from zero point): $h =$	2,020	m			
6		total area: $A =$	32,297	m²			
7		$H =$ vert. centre of projected lat. u'water area	0,365	m			
8		cosine power: $n =$	0				
9		gust ratio	1				
10		Intermediate values					
11		Heel arm amplitude		m	0,076		
12							
13	ISO 12217-1:	6.3.2 Rolling in beam waves and wind				Pass	
14		6.3.2 Wind heeling arm (steady)					
15		Area1 integrated from the greater of					
16		angle of equilibrium (with heel arm)	1,5	deg	1,5		
17		to the lesser of					
18		spec. heel angle	27,9	deg	27,9		
19		first flooding angle of the DownfloodingPoints	43,0	deg			
20		angle of vanishing stability (with heel arm)	105,5	deg			
21		Area2 integrated to the lesser of					
22		roll back angle from equilibrium (with heel arm)	21,5 (-20,0)	deg	-20,0		
23		Area1 / Area2 shall be greater than (>)	100,00	%	118,33	Pass	+18,33
24		Intermediate values					
25		Equilibrium angle with heel arm		deg	1,5		
26		Area1 (under GZ), from 1,5 to 27,9 deg.		m.deg	14,3380		
27		Area1 (under HA), from 1,5 to 27,9 deg.		m.deg	1,9969		
28		Area1, from 1,5 to 27,9 deg.		m.deg	12,3411		
29		Area2 (under GZ), from -20,0 to 1,5 deg.		m.deg	-8,7989		
30		Area2 (under HA), from -20,0 to 1,5 deg.		m.deg	1,6304		
31		Area2, from -20,0 to 1,5 deg.		m.deg	10,4293		

Figura 80. Resultados del ensayo de balance transversal debido a las olas y al viento para la condición de llegada en carga.

En las figuras 79 y 80 se presentan los resultados para las dos condiciones evaluadas. Se debe tener en cuenta que el área 1 y 2 en Maxsurf están invertidas respecto la norma, por tanto, representan el área 2 y 1 de la norma respectivamente. La embarcación cumple con el requisito establecido en ambos casos.





### 9.5.2. Resistencia a las olas.

Para evaluar la resistencia a la escora que ofrece el barco ante las olas la normativa impone que para las embarcaciones de categoría B en las cuales el máximo par de adrizamiento aparezca con un ángulo de escora de 30° o superior, el par con 30° de escora debe ser igual o superior a 7 kN·m. Además, el brazo de palanca del par de adrizamiento con un ángulo de 30° no debe ser menor a 0,2 m.

Large Angle Stability - mínima operativa - Intact							
	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
1	ISO 12217-1: 6.3.3 Resistance to waves (Value of GZ)					Pass	
2		heel angle at which required GZ is constant	30,0	deg			
3		required value of GZ at this angle is	0,200	m			
4		limited by first flooding angle of the DownfloodingPoints	44,4	deg	44,4		
5		GZ at 30,0 deg shall be greater than (>)	0,200	m	0,875	Pass	+337,50
6		Intermediate values					
7		angle at which max. GZ occurs		deg	51,6		
8							
9	ISO 12217-1: 6.3.3 Resistance to waves (Value of RM)					Pass	
10		heel angle at which required RM is constant	30,0	deg			
11		required value of RM at this angle is	7000,000	N.m			
12		limited by first GZ peak angle	51,6	deg	51,6		
13		RM at 30,0 deg shall be greater than (>)	7000,000	N.m	136988,080	Pass	+1856,97
14		Intermediate values					
15		angle at which max. GZ occurs		deg	51,6		
16							

Figura 83. Evaluación de la resistencia a las olas para la condición mínima operativa.

Large Angle Stability - Llegada en carga - Intact							
	Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	Margin %
1	ISO 12217-1: 6.3.3 Resistance to waves (Value of GZ)					Pass	
2		heel angle at which required GZ is constant	30,0	deg			
3		required value of GZ at this angle is	0,200	m			
4		limited by first flooding angle of the DownfloodingPoints	43,0	deg	43,0		
5		GZ at 30,0 deg shall be greater than (>)	0,200	m	0,846	Pass	+323,00
6		Intermediate values					
7		angle at which max. GZ occurs		deg	51,6		
8							
9	ISO 12217-1: 6.3.3 Resistance to waves (Value of RM)					Pass	
10		heel angle at which required RM is constant	30,0	deg			
11		required value of RM at this angle is	7000,000	N.m			
12		limited by first GZ peak angle	51,6	deg	51,6		
13		RM at 30,0 deg shall be greater than (>)	7000,000	N.m	139570,809	Pass	+1893,87
14		Intermediate values					
15		angle at which max. GZ occurs		deg	51,6		
16							

Figura 84. Evaluación de la resistencia a las olas para la condición de llegada en carga.

Como se puede ver en las figuras 83 y 84, para ambas condiciones el valor del par adrizante supera los 7 kN·m cuando la escora es de 30° además de tener un brazo adrizante para este mismo ángulo superior a 0,2m, en ambos casos se supera el requisito ampliamente



## Capítulo 10. COSTE ECONÓMICO DE LA EMBARCACIÓN.

El cálculo del coste económico se ha iniciado a partir de una recopilación de los precios de los elementos que se pretende instalar en la embarcación. Se ha centrado la búsqueda de material principalmente en proveedores de material náutico como pueden ser Imnasa, Vetus, Genera Nàutic, etc. No obstante, parte del material se obtendría de proveedores genéricos incluso en algunos casos de proveedores minoristas los cuales sus clientes habitualmente son particulares.

Se debe remarcar que en un ámbito profesional muchos de los elementos escogidos no serían usados en este tipo de embarcación. Al tratarse de un pequeño yate, la estética del diseño, la calidad, y la exclusividad de los elementos que visten los camarotes y las cubiertas, implicaría que muchos elementos del mercado quedaran excluidos por el astillero. Es de suponer que, dependiendo del tamaño del astillero encargado de la fabricación, muchos de los elementos serían confeccionados por empresas subcontratadas que los elaborarían siguiendo una misma línea de diseño dictada por el propio astillero para toda la gama de sus embarcaciones, de esta manera el fabricante del barco crea una imagen de marca sólida y reconocible.

### 10.1. Confección del escandallo.

Como la embarcación tendría que ser construida por un astillero, es de esperar que este tenga ciertos acuerdos comerciales con sus proveedores por lo que se han aplicado descuentos en el precio de venta al público ofrecido en las páginas web de los proveedores.

- Para los elementos de la estructura, como son resina y fibras, se ha estimado un descuento del 15% al P.V.P.
- Para la maquinaria, al ser elementos de construcción compleja y de precio elevado, se ha aplicado un descuento máximo del 10%.
- Para el mobiliario, al tratarse de elementos fabricados en serie con una alta densidad de producción y que son vendidos en grandes cantidades, se ha aplicado un descuento del 25%.

Con los descuentos aplicados se han obtenido los costes de la materia prima para la construcción del barco que ascienden a 298056,18 euros. A este importe se le ha aplicado un aumento del 25% a modo de beneficio. Este 25% sobre el precio de coste de las materias primas, que se traduce en 74514,04 euros, representa el mayor beneficio neto que se obtiene de la embarcación. Se debe tener en cuenta

que parte de este beneficio se destinaría a la compra de elementos que no han sido añadidos en este proyecto, factor que también aumentara el precio final obtenido en este estudio.

Con el beneficio aplicado, el coste de la embarcación sin el precio de la mano de obra es de 372570,22 euros.

Para un astillero con una plantilla de trabajadores de taller grande, con los procesos de fabricación bien definidos y optimizados, y con capacidad de adquirir material de forma rápida y fiable, se estima que se podría construir la embarcación en un lapso de tiempo de unos 5 meses. A razón de 5 días laborable a 8 horas de jornada laboral, nos salen 800 horas de taller para fabricar la embarcación. Se ha optado por establecer un precio por hora de trabajo de 90 euros, lo que representa un precio total de mano de obra de 72000 euros.

Sumando el precio de coste con el de fabricación se ha obtenido un precio final de la embarcación de 444570,22 euros.

El precio final obtenido se ha considerado ligeramente bajo en comparación a embarcaciones similares existentes en el mercado. Esto es debido al hecho de que haya elementos pertenecientes a sistemas que no han sido diseñados durante el proyecto y que no se han contemplado en la valoración del barco.

Finalmente se ha valorado que la embarcación es económicamente viable. La posibilidad de fabricar una serie de unidades aumentaría el beneficio neto por embarcación construida al poder sacar una mayor rentabilidad a los elementos procesos y materiales diseñados y adquiridos para la construcción de la embarcación, como son los moldes para los laminados, herramientas usadas en la fabricación, planificación de las etapas constructivas del proyecto, cadena de adquisición de materias primas, etc.

## CONCLUSIONES.

Tras haber finalizado el trabajo se puede considerar que se han cumplido los objetivos establecidos al inicio del proyecto, al haber realizado una primera vuelta al espiral de diseño donde se ha conseguido obtener una embarcación estable y capaz de alcanzar altas velocidades.

Se han adquirido gran cantidad de conocimientos sobre el funcionamiento hidrodinámico durante el planeo, y se ha aprendido en la medida de lo posible, ya que es una materia de extrema complejidad que requiere de una vasta experiencia para llegar a entender enteramente, a modelar las formas de un casco de manera que este actúe de la forma que el diseñador pretende. En la misma línea se ha observado la influencia que tienen los centros de aplicaciones de fuerzas en la estabilidad de la embarcación y como las formas, conjuntamente con la distribución de los pesos, se deben moldear para conseguir un buen equilibrio y que el barco tenga la reacción esperada al verse afectado tanto por fuerzas externas, como por movimientos de estos centros fruto de la variación de las condiciones a las que está sometido el barco durante la navegación.

Aunque no ha sido necesario calcular-lo, ya que Maxsurf lo puede hacer con gran rapidez y precisión, ha sido de gran interés poder aprender los conceptos y fórmulas que utiliza el método Savitsky para la estimación de la resistencia en planeo.

Otra de las enseñanzas adquiridas de la realización de este proyecto es la confección del escantillón, algo que requiere analizar con extremado detenimiento la normativa al fundamentarse en cálculos matemáticos que, aunque son sencillos en su ejecución, son complejos de entender y requieren de muchos factores que se deben ir obteniendo de cada uno de los paneles y refuerzos del casco, lo que hace que sea un proceso lento y laborioso. En este apartado también se han estudiado las propiedades de algunos materiales compuestos para encontrar el más adecuado para aplicar a una embarcación como la proyectada.

El hecho de tener que medir dimensiones para poder aplicar los cálculos, y tener que desarrollar superficies para posteriormente analizarlas, ha requerido aprender a manejar el programa de modelado 3D Rhinocero, lo que se considera un aprendizaje positivo, ya que como se ha observado en este proyecto se trata de una herramienta que puede facilitar en gran medida los trabajos a realizar.

Para mejorar el diseño conseguido en el trabajo, se deberían estudiar los sistemas restantes de la embarcación para poder obtener unos resultados de estabilidad más fidedignos al ser evaluados con un peso y un centro de gravedad de la embarcación más parecidos a los que realmente tendría la embarcación en caso de construirse, consiguiendo de esta manera obtener un trimado positivo.

En definitiva, se considera que se han alcanzado los objetivos y requisitos a los que se aspiraba. Este proyecto ha representado un importante aprendizaje de conceptos relacionados con el diseño naval y una oportunidad de aplicar los conocimientos adquiridos durante los estudios.

# Bibliografía

## Referencias Bibliográficas:

Dong Jin Kim. *Design of high-speed planing hulls for the improvement of resistance and seakeeping performance*. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 2013, 5: 161-177

Daniel Savitsky. *On the subject of high-speed monohulls*. Society Of Naval Architects and Marine Engineer, Atenas, 2003

Marcello Iacomo. *Hydrodynamics of Planing Hull by CFD*. University of Naples, Nápoles, 2015

Jaehoon Yoo. *Model test on resistance and seakeeping performance of wave-piercing high-speed vessel with spray rails*. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 2016. 8: 442-455

Lars Larsson, Rolf E. Eliasson, Michal Orych. *Principles of Yacht Design*. Adlard Coles Nautica, Londres, 2014

Wolfgang Püschl. *High-speed sailing*. European Journal of Physics, 39 044002, 2018

John Carlton. *Marine propellers and propulsion*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 2007

UNE-EN ISO 12215-5. *Pequeñas embarcaciones. Construcción de cascos y escantillones. Parte 5: Presiones de diseño, tensiones de diseño y determinación del escantillón*. AENOR. Madrid, 2019

UNE-EN ISO 12215-6. *Pequeñas embarcaciones. Construcción de cascos y escantillones. Parte 6: Dispositivos estructurales y detalles de construcción*. AENOR. Madrid, 2019

UNE-EN ISO 12217-1. *Pequeñas embarcaciones. Evaluación y clasificación de la estabilidad y la flotabilidad. Parte 1: Embarcaciones no propulsadas a vela de eslora igual o superior a 6 m*. AENOR. Madrid, 2017

Julio Garcia, José Enrique Gutiérrez, *Proyecto del buque y artefactos navales*. Apuntes de la asignatura de proyectos.

Isaac Rosón, *apuntes de la asignatura de Materiales Compuestos*.

**Webgrafía:**

Información sobre sus productos

<https://www.hamiltonjet.com/>

Información sobre sus productos

<https://www.volvopenta.es/>

Datawave Marine Solutions, Waterjets: When to use, Pros and Cons. Consultado: 15/09/2020

<https://dmsonline.us/waterjets-when-to-use-pros-and-cons/>

Wikipedia, Centro de gravedad. Consultado: 27/08/2020

[https://es.wikipedia.org/wiki/Centro\\_de\\_gravedad](https://es.wikipedia.org/wiki/Centro_de_gravedad)

Wikipedia, Centro de masas. Consultado: 27/08/2020

[https://es.wikipedia.org/wiki/Centro\\_de\\_masas](https://es.wikipedia.org/wiki/Centro_de_masas)

Boating Magazine, Carbon Fiber Boatbuilding. Consultado: 20/07/2020

<https://www.boatingmag.com/carbon-fiber-boatbuilding/>

Toray Composite Materials America, Inc., Types of Carbon Fiber. Consultado: 26/07/2020

<https://www.toraycma.com/page.php?id=661>



# ANEXOS.

## A1. BASE DE DATOS.

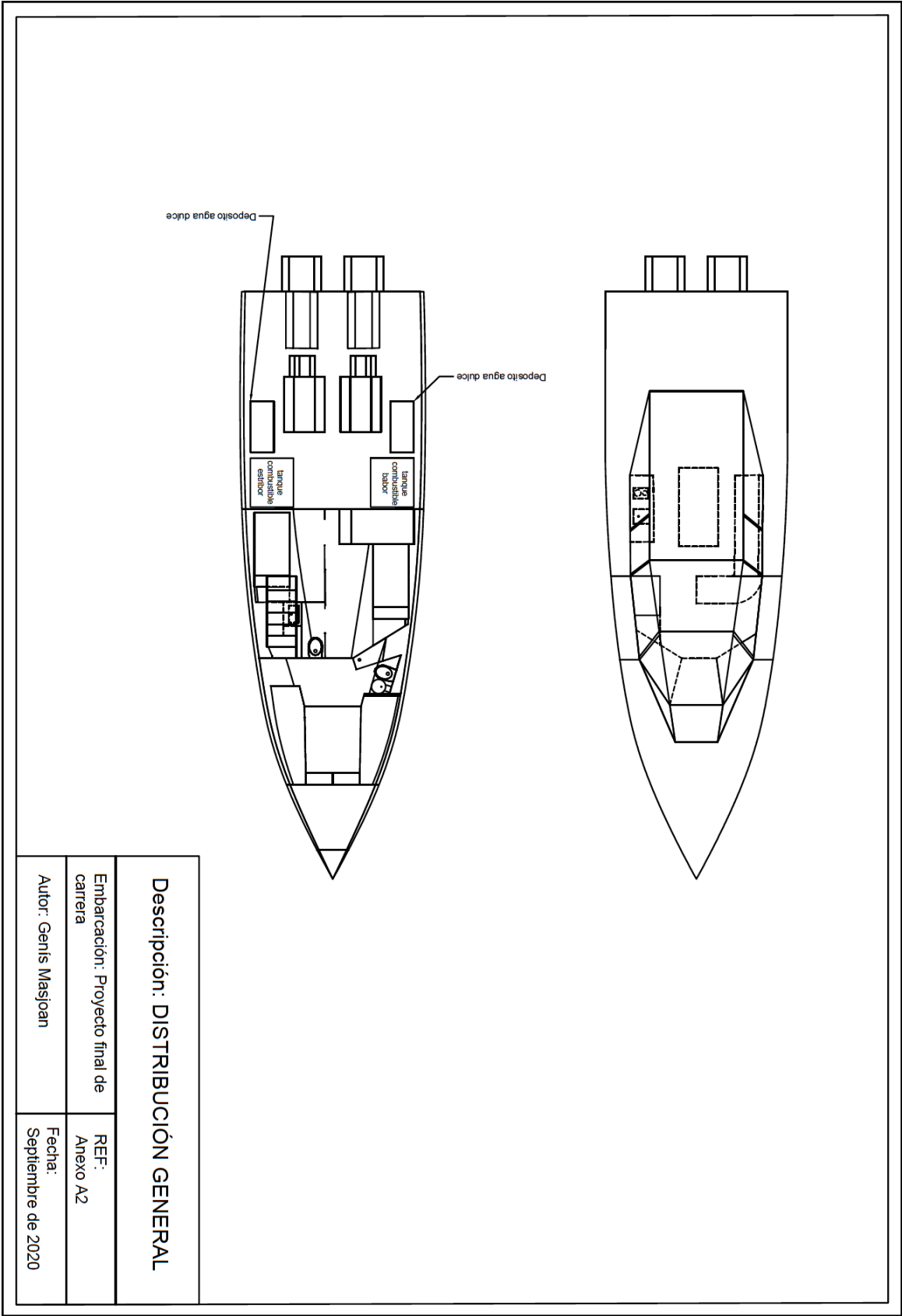
BASE DE DATOS							
Modelo	LWL (m)	LOA (m)	B (m)	D (m)	$\Delta$ (kg)	P (CV)	v (kn)
Sunseeker superhawk 48	14,4	15,2	3,25	0,89	8800	825	45
Pardo 50	14,95	14,95	4,95	1,15	14900	1200	30
Arrow 460	13,98	14,17	3,97	0,98	13000	960	38
Cranchi Atlantique 50	12,19	15,54	4,33	1,08	15000	1150	32
Azimut 48	13,25	14,9	4,5	0,85	19500	1200	37
Azimut 47	12,48	14,47	4,75	0,8	17500	1800	50
Warwick 50	11,25	15,24	4,4	0,7	9367	494	37
Azimut 50	14,7	15,88	4,6	0,92	23500	1420	45
Wajer 55	14,78	16	4,4	1,2	19500	1305	38
Wallytender X	13,95	13,95	4,2	0,8	6000	1200	55
Deep impact 499	13,44	15,24	3,63	0,86	8300	1600	69
Mazu 52	14	14,62	4,6	1	19000	1450	40
Black shiver 160	14,06	15,9	4,4	0,85	15000	1800	54
Prestige 520S	14,5	16,1	4,49	1,05	15562	960	29
Wallytender 48	14,5	14,5	4,4	0,94	11500	960	38
Zeelander Z55	15,9	17	5	0,91	24000	2000	43
Buegame BG62	17,4	18,8	5,37	1,4	24000	2000	39
Riva Aquariva Super	8,4	10,7	2,8	0,6	5250	370	41,5
Fjord 44 open	13,45	13,45	4,25	0,8	9600	880	40
Tecnomar Evo55	16,5	16,5	4,7	1,1	22000	1450	38
Itama 62	15,4	17,24	4,75	1,3	25920	1400	40
Heron 56	15,2	17,9	4,9	1	16500	870	41
Sacs Rebel 40	10,78	12,32	3,75	0,7	8500	860	40
Astondoa 377 coupe	9,27	11,61	3,35	0,76	9700	600	36
Canados Gladiator 428	11,94	13	3,6	1,07	12000	1140	52
Omega 45	12,2	13,8	3,8	0,65	5200	1800	45
Flying flipper gt 42	17	17,7	4,4	0,84	18007	1254	55

Tabla A1. Base de datos.

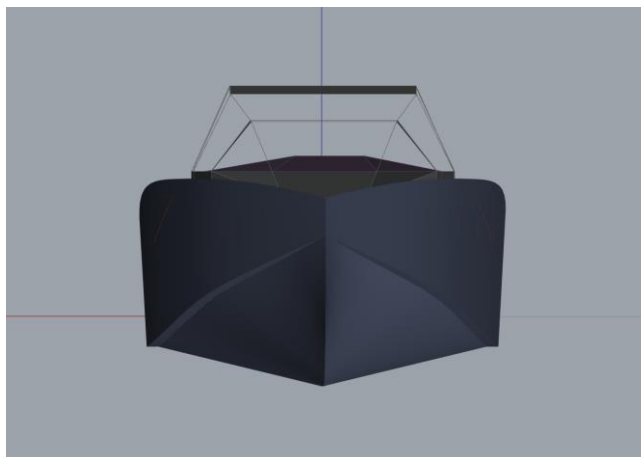


A2. DISTRIBUCIÓN.

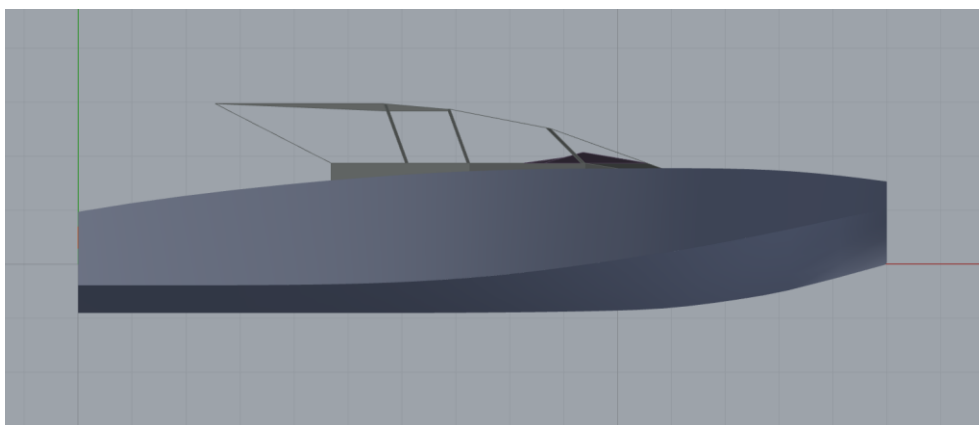
A2.1. Plano de distribución.



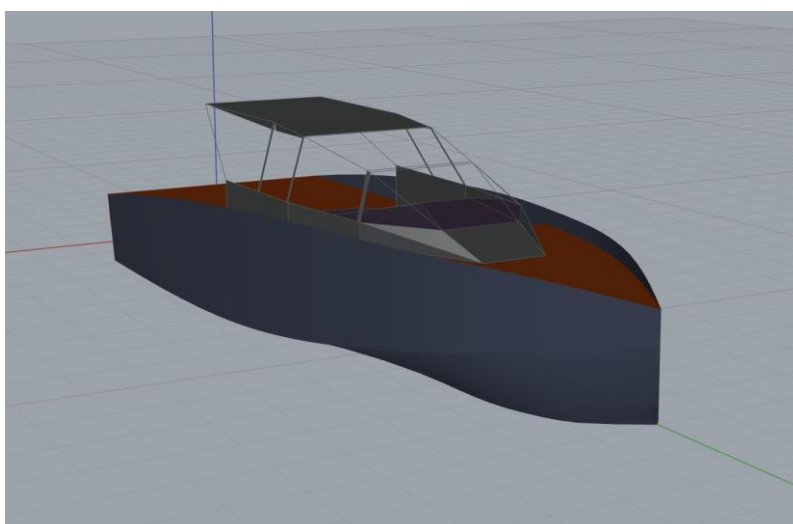
## A2.2. Aspecto exterior.



*Figura A.1 Vista frontal.*



*Figura A2. Vista de perfil.*



*Figura A3. Vista en perspectiva.*

## A3. CURVAS DE LOS MOTORES.

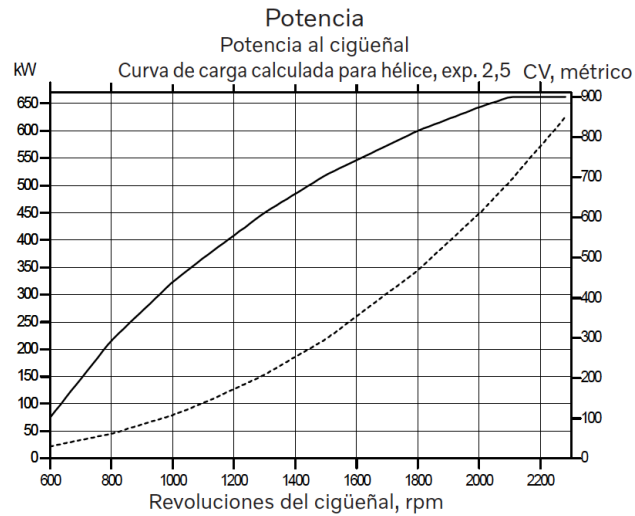


Figura A.1. Curva de potencia. Fuente Volvo Penta.

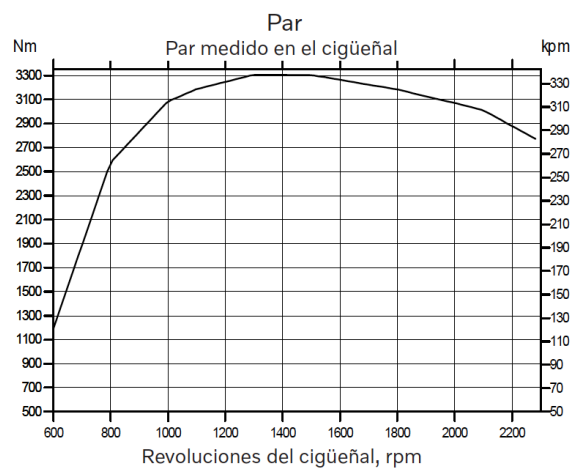
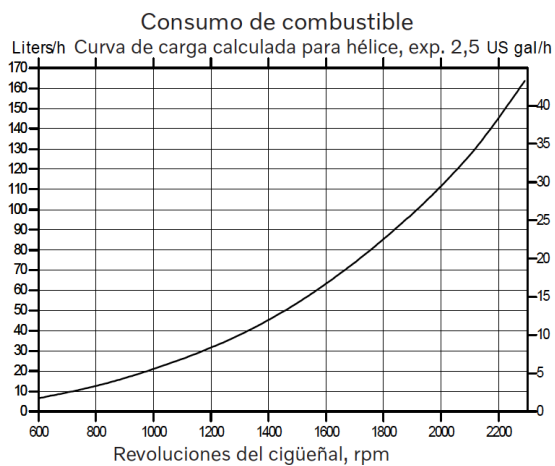


Figura A2. Curva de consumo. Fuente: Volvo Penta. Figura A3. Curva del par motor. Fuente: Volvo Penta.

#### A4. DIMENSIONES DE LOS PANELES.

##### A4.1. Dimensiones de paneles de costado.

PANELES DE COSTADO		DIMENSIONES DE LOS PANELES						
E	B	l (mm)	b (mm)	c (mm)	Ad (m <sup>2</sup> )	Ad max (m <sup>2</sup> )	x / LWL	h (m)
1	1	1450	380	0	0,5810	0,0000	0,00000	0,2
2	2	1450	710	0	0,9987	0,0000	0,00000	0,73
3	3	720	420	0	0,3128	0,0000	0,00000	0,22
4	4	720	720	0	0,5775	0,0000	0,00000	0,84
5	5	1420	520	0	0,6740	0,0000	0,00000	0,24
6	6	1420	840	0	1,2731	0,0000	0,00000	0,92
7	7	810	450	0	0,4132	0,0000	0,00000	0,25
8	8	1000	810	0	0,7912	0,0000	0,00000	1
9	9	1150	520	0	0,6049	0,0000	0,00000	0,29
10	10	1050	1000	0	1,1807	0,0000	0,00000	1,06
11	11	1200	520	0	0,6289	0,0000	0,00000	0,33
12	12	1200	1050	0	1,2867	0,0000	0,00000	1,13
13	13	1310	840	10	1,1414	0,0003	0,00002	0,2
14	14	1310	1090	10	1,4248	0,0003	0,00002	1,18
15	15	1270	730	10	0,9892	0,0003	0,00002	0,3
16	16	1260	1070	10	1,3637	0,0003	0,00002	1,22
17	17	1280	580	10	0,8324	0,0003	0,00002	0,41
18	18	1260	1030	10	1,3297	0,0003	0,00002	1,25
19	19	1310	520	20	0,6491	0,0010	0,00007	0,53
20	20	1280	980	20	1,3015	0,0010	0,00007	1,27
21	21	1360	420	20	0,4237	0,0010	0,00007	0,68
22	22	1340	900	20	1,2676	0,0010	0,00007	1,28
23	23	1330	750	10	1,2368	0,0003	0,00002	1,22
24	24	850	490	0	0,5227	0,0000	0,00000	1,27

Tabla A2. Dimensiones de paneles de costado.

**A4.2. Dimensiones de paneles de fondo.**

PANELES DE FONDO		DIMENSIONES DE LOS PANELES				
E	B	l (mm)	b (mm)	c (mm)	Ad (m <sup>2</sup> )	x / LWL
1	1	1450	500	0	0,7293	0,95130
2	2	1450	90	0	0,1218	0,95063
3	3	1450	90	0	0,1271	0,95197
4	4	1450	830	0	1,2264	0,95264
5	5	2170	150	0	0,3250	0,92795
6	6	2170	390	0	0,8470	0,92795
7	7	720	500	0	0,3599	0,87925
8	8	810	720	0	0,8754	0,87925
9	9	830	720	0	0,6169	0,87925
10	10	1420	500	0	0,7137	0,80787
11	11	1420	810	0	1,1483	0,80787
12	12	1420	830	0	1,2312	0,80787
13	13	2230	150	0	0,3350	0,78052
14	14	2230	390	0	0,8725	0,78119
15	15	810	500	0	0,4088	0,73382
16	16	810	810	0	0,6583	0,73382
17	17	830	810	0	0,6998	0,73316
18	18	1150	500	0	0,5796	0,66978
19	19	1150	810	0	0,9301	0,66778
20	20	1150	830	0	0,9724	0,66778
21	21	2350	150	20	0,3528	0,62842
22	22	2350	390	20	0,9199	0,62775
23	23	1200	500	10	0,6091	0,59106
24	24	1200	750	20	0,9388	0,58973
25	25	1200	830	20	1,0023	0,59173
26	26	1300	500	20	0,6713	0,51101
27	27	1310	670	20	0,9278	0,50834
28	28	1310	830	20	1,0895	0,50567
29	29	2580	150	30	0,3847	0,46498
30	30	1250	520	20	0,6675	0,42695
31	31	1260	570	20	0,7801	0,42295
32	32	1260	810	30	1,0384	0,42495
33	33	1250	550	20	0,6827	0,34156
34	34	1260	500	20	0,6661	0,33956
35	35	1260	810	30	1,0235	0,34223
36	36	2580	150	10	0,3797	0,29620
37	37	1260	440	30	0,6167	0,25484
38	38	1280	420	30	0,5744	0,25484
39	39	1280	780	50	1,0288	0,25817
40	40	1270	340	30	0,4937	0,17011
41	41	1290	340	30	0,4900	0,17145
42	42	1290	690	60	0,9594	0,17345
43	43	1350	140	0	0,1868	0,16878
44	44	1240	460	40	0,6847	0,08472
45	45	1240	660	60	0,8492	0,09206
46	46	2130	140	0	0,1561	0,07605
47	47	1120	820	70	0,8297	0,02402

Tabla A3. Dimensiones de los paneles de fondo.

**A4.3. Dimensiones de paneles de cubierta.**

PANELES DE CUBIERTA		DIMENSIONES DE LOS PANELES				
E	B	l (mm)	b (mm)	c (mm)	Ad (m <sup>2</sup> )	x / LWL
1	-	1460	1160	0	1,6863	0,9513
2	-	1460	1160	0	1,6863	0,9513
3	-	2140	1160	0	2,4805	0,8319
4	-	2140	1160	0	2,4808	0,8319
5	-	1960	1160	0	2,2801	0,6951
6	-	1960	1120	0	2,2602	0,6945
7	-	1200	1160	0	1,3837	0,5897
8	-	1200	1060	0	1,3125	0,5884
9	-	1300	930	0	1,3263	0,5017
10	-	1020	510	0	0,5317	0,5324
11	-	1310	930	0	1,1185	0,4263
12	-	2200	500	0	1,1282	0,4443
13	-	2100	750	0	1,6263	0,3262
14	-	1550	1250	0	1,9722	0,1694
15	-	1190	680	0	0,8241	0,0894
16	-	750	200	0	0,1513	0,0247
-	1	1460	1160	0	1,6863	0,9513
-	2	1460	1160	0	1,6863	0,9513
-	3	2140	1160	0	2,4805	0,8319
-	4	2140	1160	0	2,4808	0,8319
-	5	1960	1160	0	2,2801	0,6951
-	6	1960	1120	0	2,2602	0,6945
-	7	1200	1160	0	1,3837	0,5897
-	8	1200	1060	0	1,3125	0,5884
-	9	1300	1160	0	1,5106	0,5183
-	10	1010	910	0	0,9062	0,5063
-	11	1310	1160	0	1,3898	0,4343
-	12	790	360	0	0,3150	0,4263
-	13	2200	500	0	1,1282	0,4443
-	14	2100	750	0	1,6263	0,3262
-	15	1550	1250	0	1,9722	0,1694
-	16	1190	680	0	0,8241	0,0894
-	17	750	200	0	0,1513	0,0247

Tabla A4. Dimensiones de los paneles de cubierta.

## A5. CÁLCULO DE LAS PRESIONES.

### A5.1. Factores de presión.

PANELES DE COSTADO		FACTORES DE PRESIÓN		
E	B	$k_L$	$k_{AR}$	$k_Z$
1	1	1,0000	0,5461	0,8876
2	2	1,0000	0,4642	0,5899
3	3	1,0000	0,6576	0,8764
4	4	1,0000	0,5471	0,5281
5	5	1,0000	0,5224	0,8652
6	6	1,0000	0,4316	0,4831
7	7	1,0000	0,6049	0,8596
8	8	1,0000	0,4978	0,4382
9	9	1,0000	0,5396	0,8371
10	10	1,0000	0,4415	0,4045
11	11	0,9920	0,5333	0,8146
12	12	0,9920	0,4302	0,3652
13	13	0,9210	0,4460	0,8876
14	14	0,9221	0,4173	0,3371
15	15	0,8489	0,4656	0,8315
16	16	0,8511	0,4228	0,3146
17	17	0,7784	0,4903	0,7697
18	18	0,7812	0,4260	0,2978
19	19	0,7068	0,5283	0,7022
20	20	0,7118	0,4288	0,2865
21	21	0,6319	0,6004	0,6180
22	22	0,6419	0,4322	0,2809
23	23	0,5692	0,4354	0,3146
24	24	0,5165	0,5637	0,2865

Tabla A5. Factores de presión para los paneles de costado.

PANELES DE FONDO		FACTORES DE PRESIÓN	
E	B	$k_L$	$k_{AR}$
1	1	1,2922	0,5101
2	2	1,2916	0,8727
3	3	1,2927	0,8616
4	4	1,2933	0,4365
5	5	1,2727	0,6501
6	6	1,2727	0,4877
7	7	1,2322	0,6305
8	8	1,2322	0,4829
9	9	1,2322	0,5364
10	10	1,1729	0,5135
11	11	1,1729	0,4452
12	12	1,1729	0,4360
13	13	1,1501	0,6442
14	14	1,1507	0,4834
15	15	1,1113	0,6069
16	16	1,1113	0,5261
17	17	1,1107	0,5165
18	18	1,0580	0,5465
19	19	1,0564	0,4742
20	20	1,0564	0,4680
21	21	1,0236	0,6343
22	22	1,0231	0,4758
23	23	0,9926	0,5385
24	24	0,9915	0,4729
25	25	0,9931	0,4637
26	26	0,9260	0,5230
27	27	0,9238	0,4746
28	28	0,9215	0,4523
29	29	0,8877	0,6180
30	30	0,8561	0,5239
31	31	0,8528	0,4999
32	32	0,8544	0,4588
33	33	1	0,5203
34	34	1	0,5242
35	35	1	0,4608
36	36	1	0,6205
37	37	1	0,5365
38	38	1	0,5480
39	39	1	0,4601
40	40	1	0,5735
41	41	1	0,5748
42	42	1	0,4699
43	43	1	0,7676
44	44	1	0,5199
45	45	1	0,4874
46	46	1	0,8101
47	47	1	0,4908

Tabla A.6. Factores de presión para los paneles de fondo.



PANELES DE CUBIERTA		FACTORES DE PRESIÓN	
E	B	$k_L$	$k_{AR}$
1	-	1,0000	0,3967
2	-	1,0000	0,3967
3	-	1,0000	0,3533
4	-	1,0000	0,3533
5	-	1,0000	0,3624
6	-	1,0000	0,3633
7	-	0,9915	0,4210
8	-	0,9903	0,4277
9	-	0,9182	0,4264
10	-	0,9437	0,5609
11	-	0,8555	0,4487
12	-	0,8705	0,4476
13	-	0,7723	0,4011
14	-	0,6419	0,3785
15	-	0,5753	0,4918
16	-	0,5215	0,8177
-	1	1,0000	0,3967
-	2	1,0000	0,3967
-	3	1,0000	0,3533
-	4	1,0000	0,3533
-	5	1,0000	0,3624
-	6	1,0000	0,3633
-	7	0,9915	0,4210
-	8	0,9903	0,4277
-	9	0,9321	0,4100
-	10	0,9221	0,4780
-	11	0,8622	0,4204
-	12	0,8555	0,6562
-	13	0,8705	0,4476
-	14	0,7723	0,4011
-	15	0,6419	0,3785
-	16	0,5753	0,4918
-	17	0,5215	0,8177

Tablas A.7. Factores de presión para los paneles de la cubierta.

**A5.2. Resultados de presiones.**

<b>PRESIONES MÍNIMAS Y DE BASE PARA LOS COSTADOS</b>	
PBMP base ( $kN/m^2$ )	43,0071
PBMD base ( $kN/m^2$ )	90,2494
PDM base ( $kN/m^2$ )	19,8465
PSM mínima ( $kN/m^2$ )	10,7928

Tabla A8. Presiones mínimas y de base para los costados.

<b>PANELES DE COSTADO</b>		<b>PSM EN DESPLAZAMIENTO (<math>kN/m^2</math>)</b>		<b>PSM EN PLANEEO (<math>kN/m^2</math>)</b>	
<b>E</b>	<b>B</b>	<b>PSMD calculada</b>	<b>PSMD final</b>	<b>PSMP calculada</b>	<b>PSMP final</b>
1	1	35,9751	<b>35,9751</b>	5,1441	<b>10,7928</b>
2	2	22,7940	<b>22,7940</b>	5,3782	<b>10,7928</b>
3	3	42,9025	<b>42,9025</b>	6,2479	<b>10,7928</b>
4	4	24,9605	<b>24,9605</b>	6,5847	<b>10,7928</b>
5	5	33,7467	<b>33,7467</b>	5,0054	<b>10,7928</b>
6	6	18,5981	<b>18,5981</b>	5,3357	<b>10,7928</b>
7	7	38,8910	<b>38,8910</b>	5,8215	<b>10,7928</b>
8	8	20,1906	<b>20,1906</b>	6,3168	<b>10,7928</b>
9	9	34,0061	<b>34,0061</b>	5,2807	<b>10,7928</b>
10	10	17,0676	<b>17,0676</b>	5,7103	<b>10,7928</b>
11	11	32,6733	<b>32,6733</b>	5,2643	<b>10,7928</b>
12	12	15,5548	<b>15,5548</b>	5,6425	<b>10,7928</b>
13	13	27,0571	<b>27,0571</b>	3,8689	<b>10,7928</b>
14	14	13,4143	<b>13,4143</b>	5,1656	<b>10,7928</b>
15	15	24,7817	<b>24,7817</b>	3,8839	<b>10,7928</b>
16	16	12,0897	<b>12,0897</b>	4,8897	<b>10,7928</b>
17	17	22,6039	<b>22,6039</b>	3,9223	<b>10,7928</b>
18	18	10,8651	<b>10,8651</b>	4,5630	<b>10,7928</b>
19	19	20,6979	<b>20,6979</b>	4,0208	<b>10,7928</b>
20	20	9,7712	<b>10,7928</b>	4,2097	<b>10,7928</b>
21	21	19,2300	<b>19,2300</b>	4,3181	<b>10,7928</b>
22	22	8,7939	<b>10,7928</b>	3,8378	<b>10,7928</b>
23	23	8,3265	<b>10,7928</b>	3,3677	<b>10,7928</b>
24	24	9,3225	<b>10,7928</b>	4,0163	<b>10,7928</b>

Tabla A9. Resultados de las presiones en los costados.

PRESIONES MÍNIMAS Y DE BASE PARA LOS FONDOS	
PBMP base ( $kN/m^2$ )	43,0071
PBMD base ( $kN/m^2$ )	90,2494
PBM mínima ( $kN/m^2$ )	23,9646

Tabla A10. Presiones mínimas y de base para los fondos.

PANELES DE FONDO		PSM EN DESPLAZAMIENTO ( $kN/m^2$ )		PSM EN PLANEAO ( $kN/m^2$ )	
E	B	PBMD calculada	PBMD final	PBMP calculada	PBMP final
1	1	47,5927	<b>23,9646</b>	28,3496	<b>28,3496</b>
2	2	81,3826	<b>81,3826</b>	48,4772	<b>48,4772</b>
3	3	80,4184	<b>80,4184</b>	47,9028	<b>47,9028</b>
4	4	40,7564	<b>23,9646</b>	24,2774	<b>24,2774</b>
5	5	59,7408	<b>59,7408</b>	35,5858	<b>35,5858</b>
6	6	44,8199	<b>23,9646</b>	26,6979	<b>26,6979</b>
7	7	56,0967	<b>56,0967</b>	33,4151	<b>33,4151</b>
8	8	42,9665	<b>23,9646</b>	25,5938	<b>25,5938</b>
9	9	47,7229	<b>23,9646</b>	28,4271	<b>28,4271</b>
10	10	43,4804	<b>43,4804</b>	25,9000	<b>25,9000</b>
11	11	37,6991	<b>23,9646</b>	22,4562	<b>23,9646</b>
12	12	36,9190	<b>23,9646</b>	21,9915	<b>23,9646</b>
13	13	53,4969	<b>53,4969</b>	31,8665	<b>31,8665</b>
14	14	40,1626	<b>23,9646</b>	23,9237	<b>23,9646</b>
15	15	48,6935	<b>48,6935</b>	29,0052	<b>29,0052</b>
16	16	42,2082	<b>42,2082</b>	25,1422	<b>25,1422</b>
17	17	41,4205	<b>41,4205</b>	24,6729	<b>24,6729</b>
18	18	41,7499	<b>41,7499</b>	24,8692	<b>24,8692</b>
19	19	36,1702	<b>36,1702</b>	21,5455	<b>23,9646</b>
20	20	35,6908	<b>35,6908</b>	21,2600	<b>23,9646</b>
21	21	46,8793	<b>46,8793</b>	27,9246	<b>27,9246</b>
22	22	35,1465	<b>35,1465</b>	20,9357	<b>23,9646</b>
23	23	38,5875	<b>38,5875</b>	22,9854	<b>23,9646</b>
24	24	33,8529	<b>33,8529</b>	20,1652	<b>23,9646</b>
25	25	33,2504	<b>33,2504</b>	19,8063	<b>23,9646</b>
26	26	34,9643	<b>34,9643</b>	20,8272	<b>23,9646</b>
27	27	31,6535	<b>31,6535</b>	18,8550	<b>23,9646</b>
28	28	30,0916	<b>30,0916</b>	17,9246	<b>23,9646</b>
29	29	39,6120	<b>39,6120</b>	23,5957	<b>23,9646</b>

30	30	32,3798	<b>32,3798</b>	19,2877	<b>23,9646</b>
31	31	30,7803	<b>30,7803</b>	18,3349	<b>23,9646</b>
32	32	28,3044	<b>28,3044</b>	16,8601	<b>23,9646</b>
33	33	37,5686	<b>37,5686</b>	22,3785	<b>23,9646</b>
34	34	37,8471	<b>37,8471</b>	22,5444	<b>23,9646</b>
35	35	33,2712	<b>33,2712</b>	19,8186	<b>23,9646</b>
36	36	44,7984	<b>44,7984</b>	26,6850	<b>26,6850</b>
37	37	38,7322	<b>38,7322</b>	23,0716	<b>23,9646</b>
38	38	39,5667	<b>39,5667</b>	23,5687	<b>23,9646</b>
39	39	33,2197	<b>33,2197</b>	19,7880	<b>23,9646</b>
40	40	41,4053	<b>41,4053</b>	24,6639	<b>24,6639</b>
41	41	41,4988	<b>41,4988</b>	24,7196	<b>24,7196</b>
42	42	33,9230	<b>33,9230</b>	20,2069	<b>23,9646</b>
43	43	55,4219	<b>55,4219</b>	33,0132	<b>33,0132</b>
44	44	37,5357	<b>37,5357</b>	22,3589	<b>23,9646</b>
45	45	35,1877	<b>35,1877</b>	20,9603	<b>23,9646</b>
46	46	58,4889	<b>58,4889</b>	34,8401	<b>34,8401</b>
47	47	35,4338	<b>35,4338</b>	21,1069	<b>23,9646</b>

Tabla A11. Resultados de las presiones en los fondos.

PRESIONES MÍNIMAS Y DE BASE PARA LA CUBIERTA	
PDM base ( $kN/m^2$ )	19,8465
PDM mínima ( $kN/m^2$ )	5

Tabla A12. Presiones mínimas y de base para la cubierta.

PANELES DE CUBIERTA		PDM ( $kN/m^2$ )	
E	B	PDM calculada	PDM final
1	-	6,2987	<b>6,2987</b>
2	-	6,2987	<b>6,2987</b>
3	-	5,6101	<b>5,6101</b>
4	-	5,6099	<b>5,6099</b>
5	-	5,7537	<b>5,7537</b>
6	-	5,7689	<b>5,7689</b>
7	-	6,6267	<b>6,6267</b>
8	-	6,7250	<b>6,7250</b>
9	-	6,2157	<b>6,2157</b>
10	-	8,4040	<b>8,4040</b>
11	-	6,0950	<b>6,0950</b>
12	-	6,1857	<b>6,1857</b>
13	-	4,9177	<b>5,0000</b>
14	-	3,8577	<b>5,0000</b>
15	-	4,4923	<b>5,0000</b>
16	-	6,7711	<b>6,7711</b>
-	1	6,2987	<b>6,2987</b>
-	2	6,2987	<b>6,2987</b>
-	3	5,6101	<b>5,6101</b>
-	4	5,6099	<b>5,6099</b>
-	5	5,7537	<b>5,7537</b>
-	6	5,7689	<b>5,7689</b>
-	7	6,6267	<b>6,6267</b>
-	8	6,7250	<b>6,7250</b>
-	9	6,0680	<b>6,0680</b>
-	10	6,9976	<b>6,9976</b>
-	11	5,7550	<b>5,7550</b>
-	12	8,9140	<b>8,9140</b>
-	13	6,1857	<b>6,1857</b>
-	14	4,9177	<b>5,0000</b>
-	15	3,8577	<b>5,0000</b>
-	16	4,4923	<b>5,0000</b>
-	17	6,7711	<b>6,7711</b>

Tabla A13. Resultados de las presiones en la cubierta.

**A6. CÁLCULO DE ESPESORES.**

PANELES DE COSTADO		FACTORES DE ESPESOR		ESPESOR
E	B	$k_2$	$k_c$	t (mm)
1	1	0,4664	1,0000	4,2038
2	2	0,4987	1,0000	6,4645
3	3	0,4802	1,0000	5,1485
4	4	0,3077	1,0000	5,3884
5	5	0,4914	1,0000	5,2791
6	6	0,4780	1,0000	6,7637
7	7	0,4871	1,0000	5,2898
8	8	0,3948	1,0000	6,1760
9	9	0,5016	1,0000	5,8002
10	10	0,3296	1,0000	6,4051
11	11	0,5020	1,0000	5,6877
12	12	0,3653	1,0000	6,7594
13	13	0,4626	1,0000	8,0259
14	14	0,3849	1,0000	6,6887
15	15	0,4825	1,0000	6,8170
16	16	0,3771	1,0000	6,1700
17	17	0,5016	1,0000	5,2743
18	18	0,3914	1,0000	5,7366
19	19	0,5006	0,9719	4,3934
20	20	0,4142	1,0000	5,3245
21	21	0,4575	0,8982	2,3744
22	22	0,4519	1,0000	4,8452
23	23	0,4852	1,0000	4,0711
24	24	0,4820	1,0000	2,8053

Tabla A.14. Factores y resultados de espesor para los paneles de costado.

PANELES DE FONDO		FACTORES DE ESPESOR		ESPESOR
E	B	$k_2$	$k_c$	t (mm)
1	1	0,4929	1,0000	4,6411
2	2	0,3300	1,0000	1,2597
3	3	0,3300	1,0000	1,2522
4	4	0,4831	1,0000	7,6268
5	5	0,3364	1,0000	1,8159
6	6	0,4220	1,0000	3,3494
7	7	0,4433	1,0000	6,7338
8	8	0,3589	1,0000	5,7026
9	9	0,3687	1,0000	5,7803
10	10	0,4944	1,0000	6,2608
11	11	0,4836	1,0000	7,4469
12	12	0,4799	1,0000	7,6018
13	13	0,3347	1,0000	1,7142
14	14	0,4188	1,0000	3,3368
15	15	0,4704	1,0000	6,4624
16	16	0,3077	1,0000	7,8829
17	17	0,3187	1,0000	7,9481
18	18	0,5020	1,0000	6,1820
19	19	0,4395	1,0000	8,7214
20	20	0,4325	1,0000	8,8070
21	21	0,3316	0,6560	1,0478
22	22	0,4128	0,9292	3,7281
23	23	0,5017	1,0000	5,9416
24	24	0,4679	1,0000	8,0616
25	25	0,4444	1,0000	8,6163
26	26	0,4994	0,9668	5,4550
27	27	0,4957	1,0000	7,1673
28	28	0,4651	1,0000	8,3862
29	29	0,3265	1,0000	1,4568
30	30	0,5017	0,9719	5,5013
31	31	0,5016	0,9832	5,9469
32	32	0,4620	0,9767	7,7263
33	33	0,5020	0,9789	6,3144
34	34	0,5006	0,9668	5,6822
35	35	0,4620	0,9767	8,3768
36	36	0,3265	0,8780	1,3602
37	37	0,4938	0,8730	4,5367
38	38	0,4890	0,8621	4,3016
39	39	0,4728	0,8865	7,4011
40	40	0,4688	0,8062	3,2614
41	41	0,4671	0,8062	3,2590
42	42	0,4915	0,8104	6,1669
43	43	0,3660	1,0000	1,7028
44	44	0,4976	0,8104	4,3512
45	45	0,4921	0,7973	5,9132
46	46	0,3333	1,0000	1,6694
47	47	0,4283	0,8157	7,0372

Tabla A.15. Factores y resultados de espesor para los paneles de fondo.

PANELES DE CUBIERTA		FACTORES DE ESPESOR			ESPESOR
E	B	$k_2$	$k_c$	$k_5$	t (mm)
1	-	0,4016	1	0,7	4,9828
2	-	0,4016	1	0,7	4,9828
3	-	0,4901	1	0,7	5,1946
4	-	0,4901	1	0,7	5,1945
5	-	0,4779	1	0,7	5,1948
6	-	0,4833	1	0,7	5,0507
7	-	0,3230	1	0,7	4,5831
8	-	0,3615	1	0,7	4,4632
9	-	0,4351	1	0,7	4,1303
10	-	0,4974	1	0,7	2,8159
11	-	0,4373	1	0,7	4,1002
12	-	0,4498	1	0,7	2,2524
13	-	0,4954	1	0,7	3,1877
14	-	0,3964	1	0,7	4,7523
15	-	0,4833	1	0,7	2,8549
16	-	0,4684	1	0,7	0,9619
-	1	0,4016	1	0,7	4,9828
-	2	0,4016	1	0,7	4,9828
-	3	0,4901	1	0,7	5,1946
-	4	0,4901	1	0,7	5,1945
-	5	0,4779	1	0,7	5,1948
-	6	0,4833	1	0,7	5,0507
-	7	0,3230	1	0,7	4,5831
-	8	0,3615	1	0,7	4,4632
-	9	0,3573	1	0,7	4,6130
-	10	0,3533	1	0,7	3,8643
-	11	0,3605	1	0,7	4,5121
-	12	0,5015	1	0,7	2,0556
-	13	0,4498	1	0,7	2,2524
-	14	0,4954	1	0,7	3,1877
-	15	0,3964	1	0,7	4,7523
-	16	0,4833	1	0,7	2,8549
-	17	0,4684	1	0,7	0,9619

Tabla A.16. Factores de espesor para los paneles de cubierta.



## A7. CÁLCULO DE LOS REFUERZOS.

### A7.1. Dimensiones y factores de los refuerzos.

DIMENSIONES DE LAS CUADERNAS (COSTADOS)				
CUADERNA	$c_u$ (mm)	$l_u$ (mm)	$c_u/l_u$	$k_{CS}$
1	0	1360	0	1
2	0	1360	0	1
3	0	1360	0	1
4	0	1350	0	1
5	0	1320	0	1
6	0	1260	0	1
7	0	1150	0	1
8	0	1530	0	1
9	0	1370	0	1
10	0	1160	0	1
11	0	900	0	1
12	0	650	0	1

Tabla A.17. Dimensiones de las cuadernas en los costados.

DIMENSIONES DE LAS VARENGAS (FONDOS)				
VARENGA	$c_u$ (mm)	$l_u$ (mm)	$c_u/l_u$	$k_{CS}$
1	0	2170	0	1
2	0	2180	0	1
3	0	2180	0	1
4	0	2170	0	1
5	0	2150	0	1
6	0	2100	0	1
7	0	2020	0	1
8	10	1930	0,0052	1
9	10	1830	0,0055	1
10	10	1640	0,0061	1
11	10	1360	0,0074	1
12	0	1120	0	1

Tabla A.18. Dimensiones de las varengas en los fondos.

DIMENSIONES DE LA QUILLA Y LONGITUDINALES DE ESTRIBOR				
LONGITUDINAL	$c_u$ (mm)	$l_u$ (mm)	$c_u/l_u$	$k_{CS}$
1 (Q)	570	15020	0,0379	0,9736
2	320	13070	0,0245	1,0000
3	590	14320	0,0412	0,9628
4	890	14380	0,0619	0,8939

Tabla A.19. Dimensiones de los refuerzos longitudinales de estribor.

DIMENSIONES DE LOS BAOS				
BOA	$c_u$ (mm)	$l_u$ (mm)	$c_u/l_u$	$k_{CS}$
1	0	4680	0	1
2	0	4690	0	1
3	0	4670	0	1
4	0	4640	0	1
5	0	4570	0	1
6	0	4440	0	1
7	0	420	0	1
8	0	3930	0	1
9	0	3520	0	1
10	0	2890	0	1
11	0	1940	0	1
12	0	800	0	1

Tabla A.20. Dimensiones de los baos.

## A7.2. Resultados del cálculo de los refuerzos.

RESULTADOS DE LAS CUADERNAS			
CUADERNA	$A_w (cm^2)$	$SM (cm^3)$	$I (cm^4)$
1	8,8684	106,6446	49,4446
2	8,8684	106,6446	49,4446
3	8,0391	96,6730	44,8214
4	7,9800	95,2565	43,8399
5	7,8027	91,0700	40,9817
6	6,2573	69,7128	29,9450
7	5,7110	58,0720	22,7670
8	5,7629	77,9637	40,6654
9	4,7068	57,0167	26,6295
10	3,3905	34,7755	13,7522
11	2,6305	20,9335	6,4228
12	1,0663	6,1283	1,3580

Tabla A.21. Resultados de las cuadernas en los costados.

RESULTADOS DE LAS VARENGAS			
VARENGAS	$A_w (cm^2)$	$SM (cm^3)$	$I (cm^4)$
1	19,7039	378,0671	279,6855
2	17,7259	341,6803	253,9322
3	17,7259	341,6803	253,9322
4	15,4619	296,6733	219,4723
5	15,3194	291,2299	213,4597
6	12,6435	234,7704	168,0754
7	12,1619	217,2238	149,5892
8	13,1414	224,2616	147,5549
9	12,4605	201,6241	125,7868
10	13,8149	200,3305	112,0037
11	12,0902	145,3883	67,4077
12	9,9567	98,6024	37,6484

Tabla A.22. Resultados de las varengas en los fondos.

RESULTADOS DE LOS LONGITUDINALES			
LONGITUDINALES	$A_w (cm^2)$	$SM (cm^3)$	$I (cm^4)$
1	10,2678	153,5659	89,7431
2	9,7294	149,4546	88,5154
3	10,4876	155,1085	90,1391
4	7,5316	103,4190	57,9101

Tabla A.23. Resultados de los longitudinales.

RESULTADOS DE LOS BAOS			
BAOS	$A_w (cm^2)$	$SM (cm^3)$	$I (cm^4)$
1	4,4804	146,9545	295,8083
2	4,4900	147,5832	297,7086
3	3,9821	130,3298	261,7834
4	4,7428	154,2286	307,7970
5	4,3174	138,2797	271,8042
6	5,6714	176,4781	337,0198
7	0,5690	1,6750	0,3026
8	3,6407	100,2766	169,5015
9	3,3094	81,6419	123,6054
10	2,1963	44,4840	55,2946
11	1,4743	20,0452	16,7261
12	0,8233	4,6161	1,5884

Tabla A.24. Resultados de los baos.

**A8. INFORMACIÓN DE LOS ELEMENTOS.**

CÁLCULO DE PESOS:								
ELEMENTO	W (kg)	Cx (m)	Cy (m)	Cz (m)	Mx (kNm)	My (kNm)	Mz (kNm)	Precio (eur.)
ESTRUCTURA								
Forro fondo	2227,31	0,00	5,86	0,48	0,00	127910,02	10477,27	24570,68
Forro costado	1453,32	0,00	5,99	1,64	0,00	85312,72	23357,74	16032,35
Cubierta	1233,21	-0,03	5,81	1,09	-362,56	70216,33	13173,11	18259,50
mamparo de colisión	25,25	0,00	14,24	1,84	0,00	3523,97	455,34	92,18
mamparo estanco camara de máquinas	220,90	0,00	5,55	1,08	0,00	12014,53	2337,96	806,07
Refuerzos	1664,04	0,00	6,48	0,78	0,00	105715,00	12688,45	3672,20
Suelos interiores y escaleras	328,66	0,32	8,77	0,60	1045,19	28262,03	1934,24	4866,38
Mamparos no estancos	514,07	-0,12	9,31	1,39	-604,54	46902,53	7002,63	7611,56
SALA DE MÁQUINAS								
motor Volvo penta D13-900 estrb.	1560	0,71	2,88	0,9	10854,48	44029,44	13759,20	45817,51
motor Volvo penta D13-900 bbr.	1560	-0,71	2,88	0,9	-10854,48	44029,44	13759,20	45817,51
Reductora MGX- 5114 SC estrb.	286	0,78	1,9	0,65	2186,18	5325,32	1821,82	9313,85
Reductora MGX- 5114 SC bbr.	286	-0,78	1,9	0,65	-2186,18	5325,32	1821,82	9313,85
waterjet MJP ultrajet 377 estrb.	486	0,8	0,44	0,53	3810,24	2095,63	2524,28	67578,70
waterjet MJP ultrajet 377 bbr.	486	-0,8	0,44	0,53	-3810,24	2095,63	2524,28	67578,70
tanque de combustible estrb. (1239 L)	85	1,55	4,87	1,03	1291,15	4056,71	857,99	500,00
tanque de combustible bbr. (1239 L)	85	-1,55	4,87	1,03	-1291,15	4056,71	857,99	500,00
tanque agua dulce estribor	85	1,8	3,45	1,02	1499,40	2873,85	849,66	500,00
tanque agua dulce babor	85	-1,8	3,45	1,02	-1499,40	2873,85	849,66	500,00
CAMAROTE PRINCIPAL								
Cama de matrimonio canape	21,8	0	11,61	0,87	0	2480,36	185,87	299
Colchón de matrimonio	27,70	0	11,61	1,13	0	3151,88	306,77	250
TV (40")	9,1	-1,25	10,31	2,14	-111,48	919,45	190,85	519

Comoda estrb.	69,45	0,95	10,8	0,86	646,58	7350,59	585,32	135
Comoda bbr.	59,45	-0,99	10,91	0,85	-576,78	6356,28	495,22	135
BAÑO PRINCIPAL								
Ducha	17	-0,82	9,41	0,63	-136,61	1567,71	104,96	111
Retrete	19	-1,38	9,75	0,89	-256,96	1815,45	165,72	219
Lavabo	2,5	-1,36	10,12	1,06	-33,32	247,94	25,97	123,42
BAÑO								
Retrete	19	0,44	9,12	0,44	81,93	1698,14	81,93	219
Lavabo con armario inferior	22,3	1,03	8,34	0,71	225,10	1822,62	155,16	99
SALA DE ESTAR								
Cama transversal con cajones inferiores	18,00	-1,12	6	0,52	-197,57	1058,40	91,73	229
Colchón individual	9,41	-1,12	6	0,77	-103,23	553,01	70,97	139,99
Cama longitudinal con cajones inferiores	18,00	-1,5	7,43	0,55	-264,60	1310,65	97,02	229
Colchón individual	9,41	-1,5	1,43	0,77	-138,25	131,80	70,97	139,99
Armario (0,69x0,90x1,44)	38,00	-0,88	8,47	0,85	-327,71	3154,23	316,54	156,02
TV (40")	9,1	0,19	7,54	1,37	16,94	672,42	122,18	519
CAMAROTE INDIVIDUAL								
Cama individual canape	25	1,59	6,66	0,72	389,55	1631,7	176,4	229
Colchón individual	9,405	1,59	6,66	0,78	146,55	613,85	71,89	139,99
Armario (0,57x1x1,44)	40	1,54	7,74	1,13	603,68	3034,08	442,96	89,95
CUBIERTA								
Fregadero con cubierta	3,6	1,4	5,74	2,63	49,39	202,51	92,79	223,86
Armario	50	1,4	5	2,32	686,00	2450,00	1136,80	100,00
Fogones induccion 29x52	9	1,4	4,96	2,77	123,48	437,47	244,31	330,00
Mesa	51	-0,05	5,5	2,67	-24,99	2748,90	1334,47	499,00
Sofa 5 plazas	80	-1,34	5,97	2,07	-1050,56	4680,48	1622,88	1299,00
Superestructura	530,18	0	6,07	3,17	0,00	31538,56	16470,71	7850,19
TOTAL	15806	-0,0013	4,9838	0,9972				329305,87

Tabla A.25. Información de los elementos en la embarcación.